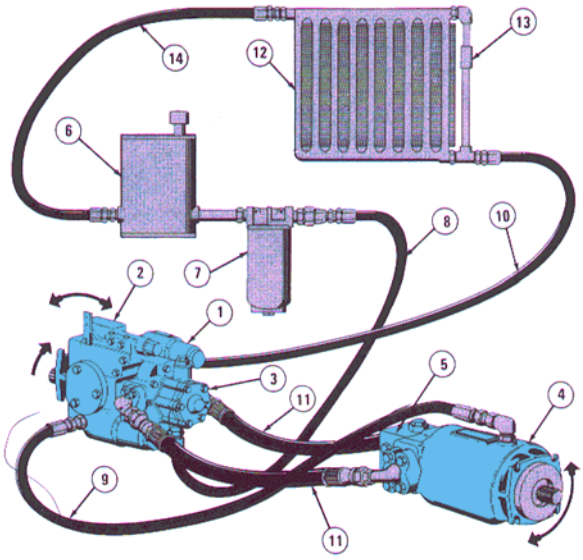
NICOLAE VASILIU **DANIELA VASILIU**



ACȚIONĂRI HIDRAULICE ŞI PNEUMATICE

Volumul I

BUCUREŞTI
2004

Prof.dr.ing. Nicolae VASILIU **Prof.dr.ing. Daniela VASILIU**

ACȚIONĂRI HIDRAULICE ŞI PNEUMATICE

VOL. I

Bucureşti
2004

CUPRINS

PARTEA I. NOȚIUNI FUNDAMENTALE

1. INTRODUCERE…….…. 23
1.1. Structura transmisiilor hidraulice şi pneumatice…… 23
1.2. Clasificarea transmisiilor hidraulice şi pneumatice…… 27
1.3. Avantajele şi dezavantajele transmisiilor hidraulice şi pneumatice…….…. 27
1.3.1 Avantaje…… 28
1.3.2 Dezavantaje……... 31

2. LICHIDELE UTILIZATE ÎN TRANSMISIILE HIDRAULICE…….. 33
2.1. Proprietățile necesare lichidelor utilizate în transmisiile hidraulice…… 33
2.2. Proprietăți fundamentale ale lichidelor funcționale…… 33
2.2.1. Viscozitatea…….. 33
2.2.2. Calitățile lubrifiante……..… 38
2.2.3. Densitatea şi compresibilitatea…… 38
2.2.4. Inflamabilitatea…… 41
2.2.5. Compatibilitatea cu materialele sistemului…….…. 41
2.2.6. Alte proprietăți…….…..... 42
Aplicația 2.1. Determinarea modulului de elasticitate al unui amestec lichid – gaz…….…….... 43
2.3. Tipuri de lichide funcționale……... 47
2.3.1. Lichide pe bază vegetală…….…. 47
2.3.2. Lichide pe bază minerală……..… 47
2.3.3. Lichide neinflamabile pe bază de apă…….…. 48
2.3.4. Lichide sintetice……... 48
2.3.5. Lichide funcționale produse sau utilizate în țara noastră……..... 49

3. ELEMENTE DE MECANICA FLUIDELOR SPECIFICE TRANSMISIILOR HIDRAULICE…… 53
3.1. Particularități ale utilizării legilor şi ecuațiilor generale din mecanica fluidelor……... 53
3.2. Mişcarea în conducte…….…. 54
3.2.1. Mişcarea laminară…… 54
3.2.2. Mişcarea turbulentă…….…. 57
3.3. Curgerea lichidelor prin orificii şi fante……..… 60
3.3.1. Curgerea turbulentă…….…. 61
3.3.2. Curgerea laminară…… 63
3.3.3. Rezistențe hidraulice variabile……. 65

3.3.4. Fenomenul de obliterare……..... 68
Aplicația 3.1. Mişcarea laminară între două piese cilindrice circulare…... 69
Aplicația 3.2. Calculul potențiometrului hidraulic în regim staționar……. 71
3.4. Fenomenul de gripare hidraulică…… 75
3.4.1 Descrierea fenomenului…… 75
3.4.2. Repartiția presiunii într-un difuzor plan…….. 76
Aplicația 3.3. Calculul rezultantei forțelor de presiune pe un sertar conic amplasat într-o bucşă cilindrică…….……... 77
3.5. Încălzirea lichidelor funcționale…… 82
3.6. Şocul hidraulic……..... 83

PARTEA a II-a. CONSTRUCȚIA, FUNCȚIONAREA, CALCULUL ŞI ÎNCERCAREA MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE ALE TRANSMISIILOR HIDRAULICE

4. POMPE CU PISTOANE..... 87
4.1. Problematica maşinilor hidraulice volumice 87
4.1.1. Principiul de funcționare al maşinilor hidraulice volumice 87
4.1.2. Relații fundamentale pentru maşinile hidraulice volumice 90
4.1.3. Problemele de studiu şi clasificarea pompelor volumice 91
4.1.4. Recomandări privind alegerea pompelor volumice pentru transmisii hidraulice 92
4.2. Pompe cu cilindri imobili 93
4.2.1. Descriere, funcționare şi clasificare 93
4.2.2. Gradul de neuniformitate al debitului pompelor cu un piston... 97
4.2.3. Pompe policilindrice cu cilindri imobili 99
Aplicația 4.1. Calculul hidrofoarelor pompelor cu pistoane 103
Aplicația 4.2. Calculul turației maxime a unei pompe cu un piston..... 110
4.2.4. Supapele de sens ale pompelor cu pistoane 112
Aplicația 4.3. Dimensionarea unei supape cu ventil plan circular 113
4.3. Pompe policilindrice cu cilindri mobili 120
4.3.1. Descriere funcționare şi clasificare 120
4.3.2. Calculul coeficientului de neuniformitate al debitului şi momentului pompelor cu pistoane axiale rotative 123
4.3.3. Calculul sistemului de distribuție al pompelor cu pistoane axiale rotative 134
Aplicația 4.4. Calculul patinelor hidrostatice ale pompelor cu disc înclinat..... 145

5. POMPE CU PALETE CULISANTE..... 149
5.1. Descriere, funcționare şi clasificare 149
5.2. Momentul, debitul şi capacitatea pompelor cu simplu efect 153
5.3. Calculul capacității, debitului şi momentului pompelor cu dublu efect 160

6. POMPE CU ANGRENAJE CILINDRICE 165
6.1. Descriere, funcționare şi clasificare 165
6.2. Calculul capacității, debitului şi momentului pompelor cu angrenaj cilindric exterior evolventic 172
Aplicația 6.1. Calculul solicitării lagărelor pompelor cu angrenaj cilindric exterior evolventic 186

7. MOTOARE HIDRAULICE VOLUMICE ROTATIVE 191
7.1. Criterii de analiză a calității motoarelor hidraulice volumice rotative..... 191
7.2. Motoare volumice rapide 195
7.3. Motoare volumice semirapide 203
7.4. Motoare volumice lente 209
7.5. Recomandări privind alegerea motoarelor volumice 229

8. ANALIZA PERFORMANȚELOR MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE ROTATIVE ÎN REGIM STAȚIONAR 231
8.1. Randamentele maşinilor hidraulice volumice rotative 231
8.2. Similitudinea maşinilor hidraulice volumice rotative 233
Aplicația 8.1. Calculul unui lagăr termohidrodinamic plan 239

9. MOTOARE HIDRAULICE LINIARE ŞI BASCULANTE 249
9.1. Motoare volumice liniare 249
9.1.1. Construcția şi funcționarea cilindrilor hidraulici 249
9.1.2. Etanşarea cilindrilor hidraulici 255
9.1.3. Calculul cilindrilor hidraulici 263
Aplicația 9.1. Frânarea cilindrilor hidraulici la cap de cursă..... 266
9.2. Motoare volumice basculante 271

10. ÎNCERCAREA MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE 275
10.1. Probleme generale ale încercării maşinilor volumice rotative 275
10.2. Conținutul încercărilor maşinilor volumice rotative 275
10.3. Prezentarea rezultatelor încercărilor maşinilor volumice rotative 279
10.4. Exemple de standuri pentru încercarea maşinilor volumice rotative 286
Aplicația 10.1. Recuperarea energiei la încercările de anduranță ale maşinilor volumice rotative 287
10.5. Încercarea cilindrilor hidraulici 294

PARTEA a III-a. ELEMENTE DE REGLARE ALE TRANSMISIILOR HIDRAULICE

11. ELEMENTE DE REGLARE A PRESIUNII 309
11.1. Construcție, funcționare şi clasificare 309

11.2. Calculul supapelor normal-închise monoetajate 312
11.2.1. Formularea problemei 312
11.2.2. Analiza şi sinteza supapelor normal-închise cu ventil conic 313
Aplicaţia 11.1. Simularea numerică a comportării dinamice a unei supape normal-închise cu ventil conic..... 331

12. ELEMENTE DE REGLARE A DEBITULUI 347
12.1. Distribuitoare hidraulice 347
12.1.1. Definire şi clasificare 347
12.1.2. Structura şi comanda distribuitoarelor direcţionale 351
12.1.3. Caracteristici statice şi dinamice ale distribuitoarelor direcţionale 352
Aplicaţia 12.1. Calculul forţei de comandă a unui distribuitor cu sertar cilindric..... 355
12.2. Distribuitoare hidraulice de reglare alimentate la presiune constantă 356
12.2.1. Scheme constructive şi structurale 356
12.2.2. Caracteristicile hidraulice ale droselelor cu sertar cilindric şi ferestre dreptunghiulare 359
12.2.3. Analiza generală a distribuitoarelor hidraulice cu sertar cilindric 360
12.2.4. Analiza distribuitoarelor ideale cu sertar cilindric şi centrul închis critic 366
12.2.5. Caracteristicile reale ale distribuitoarelor cu centrul închis critic 369
12.3. Regulatoare de debit 372
Aplicaţia 12.2. Analiza comportării în regim staţionar şi tranzitoriu a unui regulator de debit cu două căi..... 376

13. AMLIFICATOARE ELECTROHIDRAULICE 383
13.1. Definire şi clasificare 383
13.2. Amplificatoare electrohidraulice cu bobină mobilă 383
13.3. Amplificatoare electrohidraulice cu motoare de cuplu 388
13.4. Amplificatoare electrohidraulice cu electromagneţi proporţionali 396
Aplicaţia 13.1. Determinarea caracteristicii de regim staţionar a unui amplificator electrohidraulic rapid cu reacţie elastică 409

14. SERVOMECANISME MECANOHIDRAULICE 415
14.1. Definire şi clasificare 415
14.2. Probleme de studiu şi metode de rezolvare 420
14.3. Modelarea matematică, analiza liniarizată, simularea numerică şi optimizarea dinamicii servomecanismelor hidraulice instalate în condiţii ideale 420

14.3.1. Formularea problemei 420
14.3.2. Modelarea matematică 421
14.3.3. Analiza liniarizată 432
14.3.4. Metode de mărire a stabilității servomecanismelor mecanohidraulice 443
Aplicația 14.1. Metodă de liniarizare a caracteristicii distribuitoarelor cu centrul închis critic..... 451
14.4. Neliniarități specifice servomecanismelor 459
14.4.1. Distribuitor cu acoperire pozitivă 468
14.4.2. Distribuitor cu limitarea cursei 468
14.4.3. Jocuri în lanțul de comandă şi în lanțul de execuție 468
14.5. Modelarea matematică, analiza liniarizată şi simularea numerică a dinamicii servomecanismelor mecanohidraulice instalate în condiții reale 471
14.5.1. Formularea problemei 471
14.5.2. Modelarea matematică a sistemului 471
14.5.3. Stabilirea funcției de transfer a sistemului 473
14.5.4. Studiul numeric al stabilității sistemului prin criteriul algebric 478
14.5.5. Simularea numerică 483

PARTEA a IV-a. REGLAREA MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE

15. STRUCTURA SERVOPOMPELOR ŞI SERVOMOTOARELOR TRANSMISIILOR HIDROSTATICE 493
15.1. Obiectivele reglării capacității maşinilor hidraulice volumice 493
15.2. Structura dispozitivelor moderne de reglare mecanohidraulice 493
15.2.1. Dispozitive de reglare a debitului 493
15.2.2. Dispozitive de reglare a puterii 498
15.2.3. Dispozitive de reglare a presiunii 499
15.3. Structura dispozitivelor de reglare electrohidraulice 500
15.3.1. Structura servopompelor electrohidraulice 500
15.3.2. Structura servomotoarelor electrohidraulice 503

16. FORȚA DE COMANDĂ A SERVOPOMPELOR CU PISTOANE AXIALE 507
16.1. Formularea problemei 507
16.2. Metodologia de măsurare a forței de comandă a servopompelor cu pistoane axiale 508
16.2.1. Structura dispozitivului de măsurare a forței de comandă 508
16.2.2. Metodologia de achiziție şi prelucrare a datelor experimentale cu interfața KEITHLEY-METRABYTE şi programul TestPoint for Windows 509

16.3. Rezultatele ale cercetărilor experimentale 512

17. DINAMICA SERVOPOMPELOR PROPORȚIONALE REALIZATE CU SUPAPE NORMAL-ÎNCHISE 521
17.1. Soluții constructive moderne 521
17.2. Modelarea matematică 521
AplicațiA 17.1. Simularea numerică a comportării dinamice 530

18. DINAMICA SERVOPOMPELOR MECANOHIDRAULICE CU REACȚIE MECANICĂ RIGIDĂ REALIZATE CU DISTRIBUITOARE CU TREI CĂI 537
18.1. Formularea problemei 537
18.2. Modelarea matematică 537
Aplicația 18.1. Simularea numerică a comportării dinamice a servopompelor mecanohidraulice cu reacție mecanică rigidă realizate cu distribuitoare cu trei căi 541

19. ANALIZA SERVOPOMPELOR MECANOHIDRAULICE ECHIPATE CU REGULATOARE DE PUTERE 545
19.1. Formularea problemei 545
19.2. Caracteristica de regim staționar a regulatorului 547
19.3. Alegerea parametrilor resoartelor pentru o putere dată 551
19.4. Modelul matematic al comportării dinamice a regulatorului 554
19.4.1. Ecuația de mişcare 554
19.4.2. Ecuația de continuitate 561
19.5. Analiza liniarizată a comportării dinamice a regulatorului 561
Aplicația 19.1. Formularea problemei simulării numerice a comportării dinamice a regulatorului cu ajutorul modelului neliniar 567
19.6. Modelul matematic al supapei de limitare a presiunii cu sertar cilindric 568
19.7. Dinamica unei transmisii hidrostatice echipată cu regulator de putere 571
19.7.1. Formularea problemei 571
19.7.2. Calculul regimului staționar al sistemului 573
19.7.3. Calculul regimului tranzitoriu al sistemului 575
19.7.4. Simularea numerică a comportării dinamice a transmisiei hidrostatice echipată cu regulator de putere 576
Aplicația 19.2 Simularea numerică a comportării dinamice a unei servopompe realizată cu regulator de putere 576

20. ANALIZA SERVOPOMPELOR MECANOHIDRAULICE ECHIPATE CU REGULATOARE DE PRESIUNE 603
20.1. Formularea problemei 603
20.2. Regimul staționar al servopompei echipate cu regulator de presiune 603

20.2.1. Caracteristica de regim staționar a pompei 605
20.2.2. Caracteristica de regim staționar a supapei 606
20.2.3. Caracteristica de regim staționar a pistonului cilindrului hidraulic al regulatorului 607
20.2.4. Caracteristica de regim staționar a droselului de comandă 608
20.2.5. Ecuația de continuitate în regim staționar 609
20.3. Regimul tranzitoriu al transmisiei hidrostatice echipate cu regulator de presiune 609
Aplicația 20.1. Simularea numerică a comportării dinamice a unei servopompe realizate cu regulator de presiune 611

21. ANALIZA SERVOPOMPELOR ELECTROHIDRAULICE RAPIDE..... 621
21.1. Formularea problemei 621
21.2. Modelarea matematică 622
Aplicația 21.1. Simularea numerică a comportării dinamice a unei servopompe electrohidraulice rapide 625

22. CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA SERVOMECANISMELOR ELECTROHIDRAULICE RAPIDE..... 633
22.1. Structura servomecanismului încercat 633
22.2. Performanțele statice şi dinamice ale servomecanismului încercat 636

23. CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA SERVOPOMPELOR ELECTROHIDRAULICE RAPIDE 643
23.1. Structura servopompei încercate 643
23.2. Performanțele statice şi dinamice ale servopompei încercate 646

24. ANALIZA SERVOPOMPELOR ELECTROHIDRAULICE LENTE 651
24.1. Structura servopompelor electrohidraulice lente 651
24.2. Modelarea matematică 655
Aplicația 24.1. Simularea numerică a comportării dinamice a unei servopompe electrohidraulice lente 658

25. CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA SERVOMECANISMELOR ELECTROHIDRAULICE LENTE CU SARCINĂ ELASTICĂ 663
25.1. Structura servomecanismului încercat 663
25.2. Performanțele statice şi dinamice ale servomecanismului încercat 666

26. DINAMICA SERVOMOTOARELOR DE CAPACITATE CONSTANTĂ COMANDATE PRIN AMPLIFICATOARE ELECTROHIDRAULICE 673
26.1. Formularea problemei 673
26.2. Modelarea matematică 674
26.3. Acordarea regulatorului electronic 677

27. CALCULUL SERVOMOTOARELOR HIDRAULICE DE CAPACITATE CONSTANTĂ CU REACȚIE DE POZIȚIE 681
27.1. Un nou tip de servomotor mecanohidraulic rotativ cu reacție mecanică rigidă 681
27.2. Modelarea matematică 682

28. DINAMICA SERVOMOTOARELOR HIDRAULICE DE CAPACITATE VARIABILĂ CU REACȚIE DE FORȚĂ 693
28.1. Formularea problemei 693
28.2. Modelarea matematică 693
Aplicația 28.1. Simularea numerică a comportării în regim dinamic a unui servomotor hidraulic de capacitate variabilă cu reacție de forță 700

29. CONCEPȚIA TRANSMISIEI HIDROSTATICE A UNUI UTILAJ MOBIL 705
29.1. Formularea problemei 705
29.1.1. Date caracteristice 705
29.1.2. Obiective caracteristice 705
29.2. Stabilirea schemei hidraulice a transmisiei hidrostatice 706
29.3 Dimensionarea principalelor componente ale sistemului 709
29.3.1. Dimensionarea motoarelor hidraulice 709
29.3.2. Dimensionarea pompei principale 714
29.4. Justificarea soluțiilor de principiu şi constructive adoptate 715
29.4.1. Justificarea soluțiilor de principiu şi constructive adoptate pentru pompa principală 715
29.4.2. Justificarea soluțiilor de principiu şi constructive adoptate pentru motoarele hidraulice 718
29.4.3. Justificarea soluțiilor de principiu şi constructive adoptate pentru dispozitivul de reglare a capacității pompei principale 720
Aplicația 29.1. Proiectul pompei principale a unei transmisii hidrostatice 721
1. Etapele concepției pompei principale 721
2. Calculul subansamblului rotitor 722
2.1. Calculul diametrului discului de antrenare 722
2.2. Calculul diametrului blocului cilindrilor 722
2.3. Calculul unghiului de oscilație al bielelor în pistoane 723

2.4. Calculul coeficientului de neuniformitate a debitului 723
2.5. Calculul frecvenței impulsurilor de debit 723
2.6. Exemplu de calcul pentru pompa F 220 K2 723
3. Calculul sistemului de distribuție 725
3.1. Stabilirea soluției de principiu pentru sistemul de distribuție 725
3.2. Calculul unghiurilor de acoperire a distribuției 726
3.3. Calculul dimensiunilor fantelor şi ferestrelor de distribuție 727
3.4. Calculul resortului din blocul cilindrilor 730
3.5. Exemplu de calcul pentru pompa F 220 K2 730
4. Calculul de rezistență al arborelui pompei 734
4.1. Calculul unghiurilor de dispunere a pistoanelor 734
4.2. Calculul componentelor forțelor de presiune 735
4.3. Calculul reacțiunilor 737
4.4. Exemplu de calcul pentru pompa F 220 K2 738
4.5. Calculul eforturilor în secțiunile caracteristice ale arborelui 739
5. Calculul lagărelor principale 741
5.1. Calculul durabilității rulmenților 741
5.2. Calculul capacității de încărcare dinamică de bază 741
5.3. Exemplu de calcul pentru pompa F 220 K2 742
6. Calculul lagărelor carcasei basculante 746
7. Calculul dispozitivului de reglare a capacității pompei principale 750
7.1. Dimensionarea dispozitivului de reglare a capacității pompei principale 750
7.2. Exemplu de calcul pentru pompa F 220 752
7.3. Studiul comportării dinamice a dispozitivului de reglare a capacității pompei principale 756
Anexe 759
Desene 769

BIBLIOGRAFIE

PREFAȚĂ

Primul volum al cursului este rezervat fundamentelor sistemelor de acționare, comandă şi reglare hidraulice, precum şi aplicațiilor de largă utilitate practică ale acestora. În contextul extinderii vertiginoase a transmisiilor hidrostatice în cele mai variate domenii industriale, autorii au abordat, cu instrumentele moderne ale teoriei sistemelor, modelarea, simularea, identificarea experimentală şi sinteza sistemelor hidraulice de transmitere a energiei prin intermediul lichidelor sub presiune.

Noțiunea de sinteză are un conținut larg. Din punct de vedere practic, ea se referă la ansamblul de activități creatoare finalizate printr-o documentație tehnică minimală, suficientă în condiții tehnice, economice şi sociale date. Datorită complexității fenomenelor asociate curgerii lichidelor în domeniile specifice transmisiilor hidraulice volumice, stabilirea unei soluții structurale optime, corespunzătoare unor condiții date, se face iterativ, etapele de sinteză alternând cu cele de analiză. Sinteza rațională necesită cunoaşterea profundă a construcției şi funcționării elementelor transmisiilor hidraulice volumice. Totuşi, principalul obiectiv al sintezei - satisfacerea unor performanțe impuse - nu poate fi atins cu eforturi rezonabile fără modelarea matematică şi simularea numerică.

O metodologie ideală de sinteză trebuie să fie analitică şi să se reducă în fond la rezolvarea directă sau iterativă a unor sisteme de ecuații şi inecuații ale căror necunoscute sunt parametrii sistemului (geometrici, hidraulici, mecanici, electrici, etc.). Stabilirea parametrilor constructivi ai unei transmisii hidraulice volumice implică rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale care descriu comportarea sa dinamică. Caracterul neliniar al ecuațiilor uzuale impune utilizarea calculatoarelor numerice. Parametrii constructivi sunt ajustați până când performanțele calculate (rezerva de stabilitate, viteza de răspuns, precizia etc.) sunt satisfăcătoare. În general, comportarea reală diferă de cea teoretică, fiind necesare iterații îndelungi şi costisitoare ce includ calculul, proiectarea constructivă, execuția şi încercarea. Este posibilă reducerea considerabilă a acestor eforturi cu ajutorul analizei dinamice liniare. Deşi informațiile obținute pe această cale sunt aproximative, ele constituie o premiză fundamentală a utilizării raționale şi eficiente a calculatoarelor. În această lucrare, cele două metode de cercetare sunt utilizate în mod complementar, atât în scopul stabilirii unor criterii de sinteză generale, cât şi pentru construirea unei imagini concrete a influenței parametrilor constructivi asupra comportării dinamice reale a transmisiilor hidraulice volumice. Instrumentul fundamental de calcul numeric utilizat de autori este pachetul de programe MATLAB cu extensiile sale: SIMULINK, CONTROL TOOLBOX, IDENTIFICATION TOOLBOX etc. Cel mai important instrument de experimentare utilizat de autori este interfața de achiziție a datelor experimentale KEITHLEY, controlată cu pachetul de programe TEST POINT.

Autorii mulțumesc şi pe această cale numeroşilor colegi şi colaboratori care au contribuit - direct sau indirect - la apariția acestei lucrări interdisciplinare. Dintre aceştia se detaşează câteva nume: dr.ing.mat. Constantin Călinoiu, dr.ing. Petrin Drumea, ş.l.dr.ing. Constantin Drăgoi, dr.ing. Cristian Roşu şi tehn. pr. Valentin Petica.

Autorii îşi exprimă speranța că eforturile lor vor fi utile specialiştilor implicați în concepția, execuția, implementarea şi exploatarea transmisiilor hidrostatice, precum şi studenților, doctoranzilor şi cadrelor didactice de profil. Orice apreciere constructivă, transmisă prin vasiliu@fluid.fluid-power.pub.ro, este binevenită pentru depăşirea propriilor limite.

1

INTRODUCERE

1.1. STRUCTURA TRANSMISIILOR HIDRAULICE ŞI PNEUMATICE

Caracteristicile mecanice relativ rigide ale maşinilor de forţă sunt adaptate la cerinţele variabile ale maşinilor de lucru prin intermediul transmisiilor (fig. 1.1).

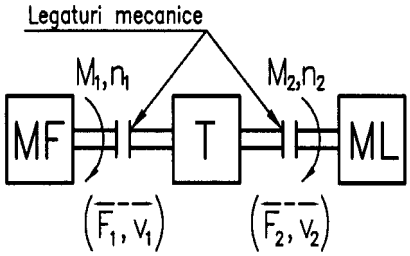


Fig. 1.1. Schema unui sistem care include o transmisie: MF – maşină de forţă; T – transmisie; ML – maşină de lucru.

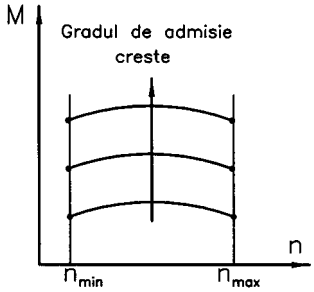


Fig. 1.2. Caracteristica mecanică a unei maşini de forţă.

Caracteristica mecanică a unei maşini de forţă reprezintă dependenţa dintre momentul furnizat la arbore, M, şi turaţia acestuia, n. Dependenţa poate fi bidimensională (o curbă) sau tridimensională (o suprafaţă), dacă maşina de forţă are posibilitatea reglării unui parametru funcţional.

De exemplu, caracteristica de regim staţionar a unui motor Diesel (fig. 1.2) este o familie de curbe care reprezintă intersecţia suprafeţei caracteristice, $M = f(n, \alpha)$, cu plane corespunzătoare menţinerii constante a gradului de admisie α (volumul relativ de combustibil injectat în cilindri la fiecare ciclu).

În prezent, sunt utilizate pe scară largă transmisiile mecanice, electrice, hidraulice şi pneumatice. Principalele tipuri de maşini de forţă, transmisii şi maşini de lucru sunt inventariate în figura 1.3.

Transmisiile hidraulice şi cele pneumatice utilizează lichide, respectiv gaze, pentru transferul de energie între intrare şi ieşire, care sunt supuse unei duble transformări energetice. În prima fază, fluidul primeşte energie mecanică, mărindu-şi energia specifică într-o maşină hidraulică sau pneumatică de lucru (pompă sau compresor); ulterior, fluidul cedează energia dobândită unui motor hidraulic sau pneumatic. Transformările energetice sunt afectate de pierderi inerente de energie.

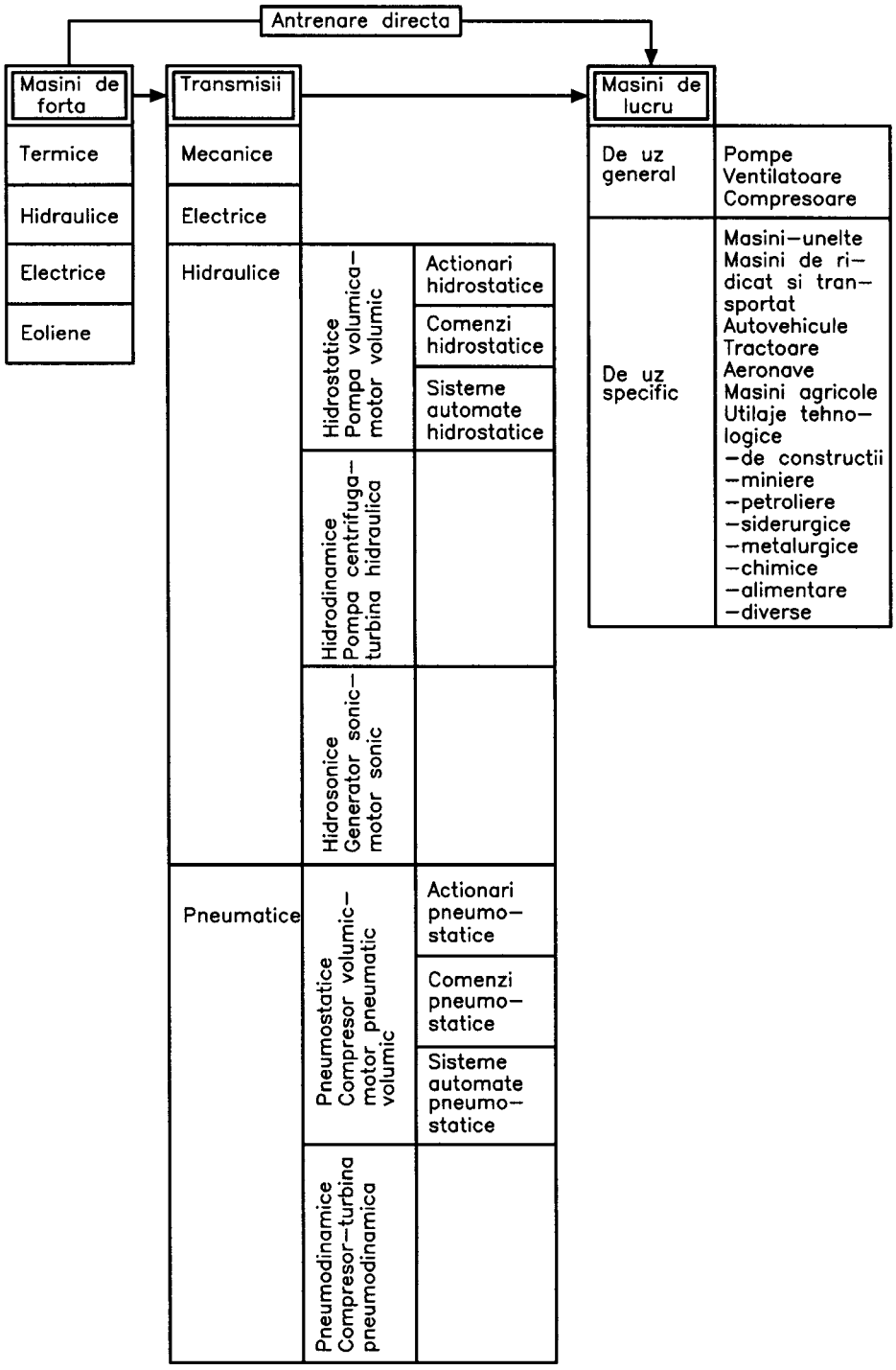


Fig. 1.3. Clasificarea principalelor tipuri de maşini de forţă, transmisii şi maşini de lucru.

Într-o transmisie hidraulică, o pompă transformă energia mecanică furnizată de maşina de forţă în energie hidraulică; aceasta este retransformată în energie mecanică de un motor hidraulic care antrenează maşina de lucru. Structura transmisiilor pneumatice este similară: un compresor antrenat de maşina de forţă alimentează cu gaz un motor pneumatic care acţionează maşina de lucru. Există şi sisteme de acţionări pneumatice formate în esenţă din generatoare de gaze şi motoare pneumatice (de ex. cele utilizate pentru dirijarea unor rachete). Parametrii energiei mecanice furnizate de aceste transmisii pot fi reglaţi continuu şi în limite largi prin mijloace relativ simple. Flexibilitatea constituie un avantaj esenţial al transmisiilor hidraulice şi pneumatice faţă de cele mecanice, asigurându-le o largă utilizare, deşi principiul lor de funcţionare implică randamente relativ mici. În funcţie de tipul maşinilor hidraulice utilizate, transmisiile hidraulice pot fi: hidrostatice (volumice), hidrodinamice sau hidrosonice.

Dacă maşinile hidraulice (pompa şi motorul), care constituie elementele fundamentale ale transmisiei hidraulice, sunt de tip volumic, transmisia se numeşte uzual hidrostatică sau volumică, deoarece energia mecanică furnizată de maşina de forţă este utilizată de o pompă volumică practic numai pentru creşterea energiei de presiune a lichidului vehiculat; aceasta este retransformată în energie mecanică de un motor hidraulic volumic (fig. 1.4).

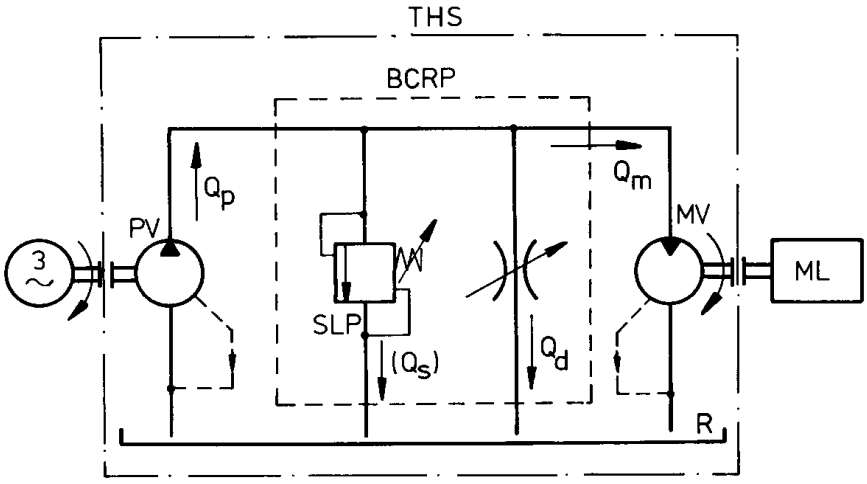


Fig. 1.4. Schema unei transmisii hidrostatice:
THS - transmisie hidrostatică; BCRP - bloc de comandă, reglare şi protecţie; PV - pompă volumică; MV - motor volumic; SLP - supapă de limitare a presiunii; ML - maşina de lucru; EM – electromotor.

Termenul "hidrostatic" este impropriu (transmiterea energiei se face prin circulaţia unui lichid care în numeroase elemente de reglare şi protecţie atinge viteze de ordinul sutelor de metri pe secundă), dar este larg folosit în practică.

În cazul utilizării unei pompe centrifuge şi a unei turbine hidraulice, transmisia se numeşte hidrodinamică, deoarece în cursul transformărilor energetice

variația energiei cinetice a lichidului este comparabilă cu cea a energiei de presiune (fig. 1.5).

Energia mai poate fi transmisă prin intermediul unui lichid şi cu ajutorul undelor de presiune generate de o pompă "sonică" şi recepționate de un motor "sonic", transmisia numindu-se în acest caz "sonică" (fig. 1.6).

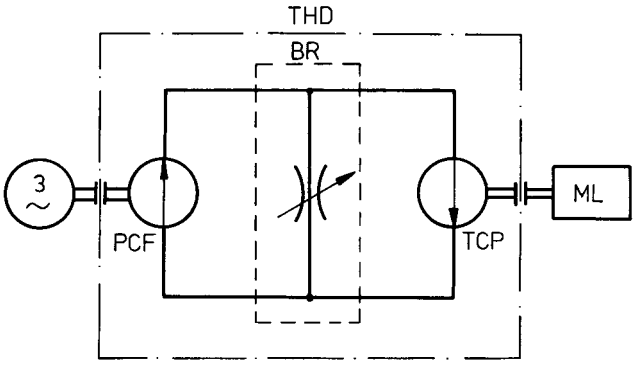


Fig. 1.5. Schema unei transmisii hidrodinamice:
PCF - pompă centrifugă; TCP - turbină centripetă; BR - bloc de reglare;
THD - transmisie hidrodinamică.

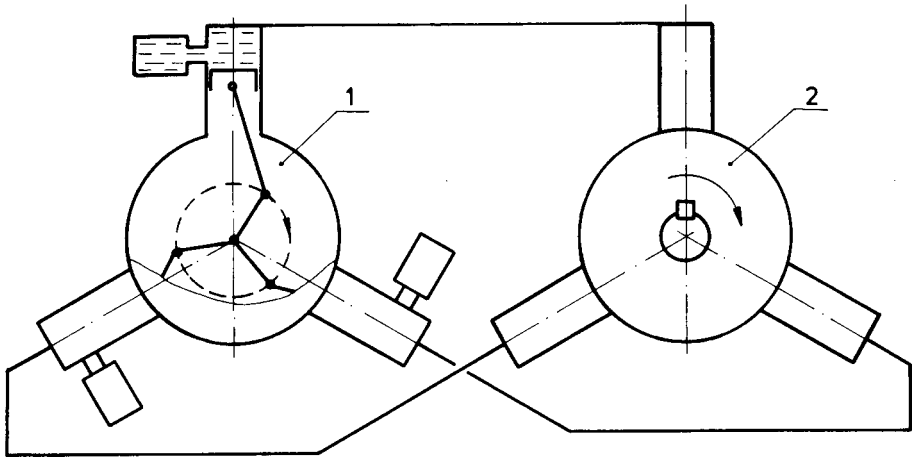


Fig. 1.6. Schema unei transmisii sonice:
1 - pompă sonică; 2 - motor sonic.

Inventatorul transmisiilor sonice este inginerul român Gogu Constantinescu, care le-a aplicat îndeosebi în domeniul militar (de exemplu, pentru sincronizarea tirului balistic cu elicele avioanelor monomotoare). Cea mai importantă aplicație practică a invențiilor brevetate de G. Constantinescu este pompa de injecție pentru motorul Diesel.

Transmisiile "pneumostatice" utilizează maşini pneumatice volumice, iar cele "pneumodinamice" - turbomaşini pneumatice, existând şi soluţii mixte (compresor volumic - turbină pneumatică).

1.2. CLASIFICAREA TRANSMISIILOR HIDRAULICE ŞI PNEUMATICE

In cadrul transmisiilor hidrostatice şi pneumostatice se disting, din punctul de vedere al teoriei sistemelor automate, sisteme de acţionare, sisteme de comandă şi sisteme de reglare automată.

Sistemele de acţionare şi comandă hidrostatice şi pneumostatice sunt sisteme cu circuit deschis, în sensul că mărimea de intrare, care impune regimul de funcţionare al sistemului, nu este influenţată de efectul acţiunii sale; datorită perturbaţiilor inerente, mărimea de ieşire nu poate fi corelată în mod univoc cu mărimea de intrare.

Sistemele de acţionare hidrostatice şi pneumostatice transmit în general puteri mari, randamentul lor fiind un parametru important, utilizat obligatoriu în comparaţia cu alte tipuri de transmisii.

Sistemele de comandă hidrostatice şi pneumostatice transmit în general puteri mici, iar motoarele acestora acţionează asupra elementelor de comandă ale altor transmisii care vehiculează puteri mult mai mari.

Sistemele de reglare automată hidrostatice şi pneumostatice sunt sisteme cu circuit închis, deci conţin o legătură de reacţie care permite compararea, continuă sau intermitentă, a mărimii de intrare cu cea de ieşire; diferenţa dintre acestea (eroarea) constituie semnalul de comandă al amplificatorului sistemului, care alimentează elementul de execuţie în scopul anulării erorii; astfel, precizia acestor sisteme este ridicată (în regim staţionar, relaţia dintre mărimea de intrare şi cea de ieşire este practic biunivocă).

Parametrii reglaţi uzual sunt: poziţia, viteza unghiulară (liniară), momentul arborelui (forţa tijei) motorului hidrostatic sau pneumostatic, puterea consumată de transmisie de la maşina de forţă etc.

În continuare, transmisiile hidrostatice vor fi numite "hidraulice", iar transmisiile pneumostatice "pneumatice".

Pentru fiecare dintre sistemele analizate se prezintă câte o schemă tipică (fig. 1.7, 1.8 şi 1.9).

1.3. AVANTAJELE ŞI DEZAVANTAJELE TRANSMISIILOR HIDRAULICE ŞI PNEUMATICE

Transmisiile hidraulice şi pneumatice au câteva caracteristici specifice, care le diferenţiază de alte tipuri de transmisii, explicând atât larga lor răspândire cât şi restricţiile de utilizare.

Locul transmisiilor hidraulice şi pneumatice în cadrul transmisiilor poate fi stabilit pe baza mai multor criterii de natură practică.

1.3.1. Avantaje

1. Posibilitatea amplasării motoarelor hidraulice volumice într-o poziție oarecare față de maşinile de forță constituie un avantaj major al transmisiilor hidraulice față de cele mecanice, simplificând considerabil proiectarea maşinilor de lucru.

2. Elementele de comandă ale transmisiilor hidraulice solicită operatorilor forțe sau momente reduse şi pot fi amplasate în locuri convenabile, conferind maşinilor de lucru calități ergonomice deosebite.

3. Cuplul realizat de motoarele electrice rotative este proporțional cu intensitatea curentului absorbit, fiind limitat de încălzirea izolației şi de saturația circuitului magnetic. Cuplul dezvoltat de motoarele hidraulice volumice rotative este proporțional cu diferența de presiune dintre racordurile energetice, fiind limitat numai de eforturile admisibile ale materialelor utilizate.

4. Căldura generată de pierderile interne, care limitează performanțele oricărei maşini, este preluată de lichidul vehiculat şi cedată mediului ambiant printr-un schimbător de căldură amplasat convenabil; ca urmare, maşinile volumice au frecvent puteri specifice mai mari de 1 kW/kg.

5. Lichidele utilizate în transmisiile hidraulice tipice îndeplinesc şi rolul de lubrifiant, asigurându-le o funcționare îndelungată.

6. Motoarele volumice rotative pot funcționa într-o gamă largă de turații; valoarea turației minime stabile depinde de tipul mecanismului utilizat pentru realizarea camerelor de volum variabil, de tipul sistemului de distribuție şi de precizia execuției.Datorită scurgerilor relativ mici, randamentul volumic al acestor motoare are valori ridicate, iar caracteristica mecanică (M-n) are o pantă redusă; aceasta conferă motoarelor volumice rotative o mare rigiditate statică (scăderea turației la creşterea momentului rezistent este mică). În sistemele de reglare automată a poziției, această calitate asigură o precizie deosebită şi o sensibilitate redusă la perturbații.

7. Motoarele electrice rotative realizează o legătură proporțională între tensiune şi turație, iar raportul dintre momentul activ şi momentul de inerție al părților mobile are o valoare redusă.

Motoarele volumice rotative oferă o legătură liniară între debit şi viteza unghiulară, iar raportul dintre momentul activ şi cel de inerție al părților mobile are o valoare foarte mare, datorită căreia aceste motoare pot realiza porniri, opriri şi inversări de sens rapide.

În ansamblu, transmisiile hidraulice asigură o amplificare mare în putere (putere utilă/putere de comandă) şi un răspuns bun în frecvență, suficient pentru aplicațiile practice uzuale.

8. Motoarele hidraulice volumice liniare permit obținerea unor forțe considerabile cu un gabarit foarte redus, datorită presiunilor mari de lucru.

Raportul dintre forțele active şi forțele de inerție ale părților mobile are valori ridicate, asigurând o viteză de răspuns mare, specifică sistemelor de poziționare rapidă.

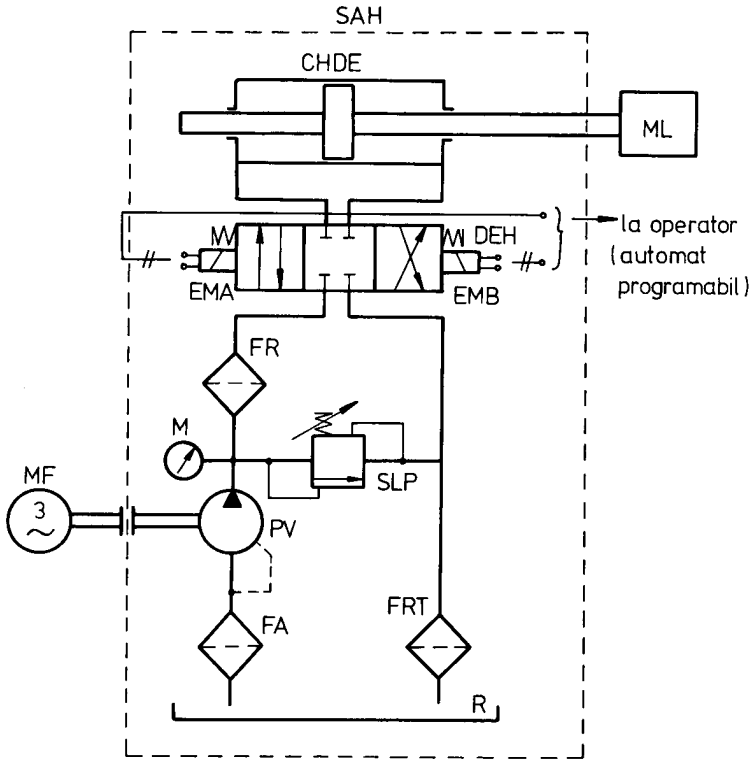


Fig. 1.7. Schema unui sistem de acționare hidraulică:
SAH-sistem de acționare hidraulică; CHDE-cilindru hidraulic cu dublu efect şi tijă bilaterală; ML-maşina de lucru; DEH-distribuitor electrohidraulic; EMA, EMB-electromagneți; MF-maşina de forță; SLP-supapă de limitare a presiunii; FA-filtru de aspirație; FRT-filtru de retur; R-rezervor; PV-pompa volumică.

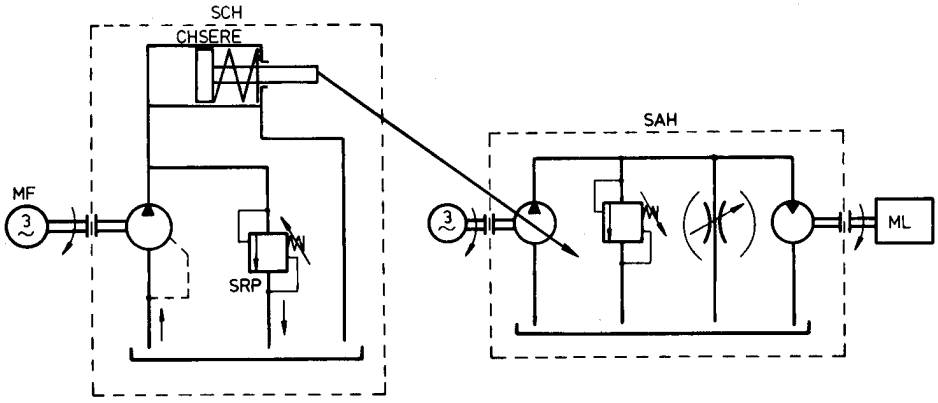


Fig. 1.8. Schema unui sistem de comandă hidraulică cuplat cu un sistem de acționare hidraulică.

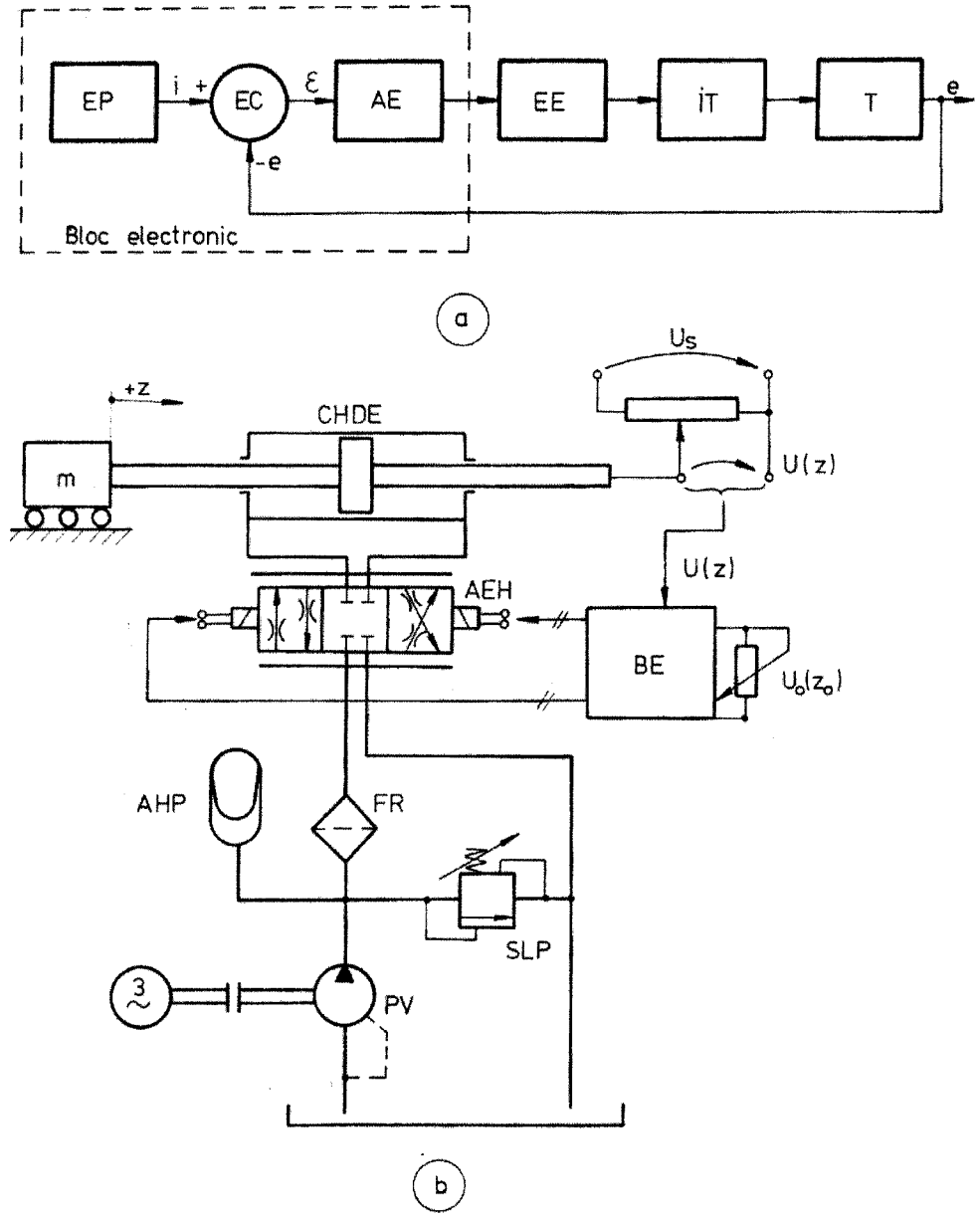


Fig. 1.9. Schema unui sistem de reglare hidraulică:
a) Schema bloc: EP-element de prescriere; EC-element de comparație; AE-amplificator de eroare; EE-element de execuție; IT-instalație tehnologică; T-traductor; i-mărimea de intrare; e-mărimea de ieşire; ε-eroarea; m-masa echivalentă a sarcinii redusă la tija pistonului; b) Schema hidraulică echivalentă: CHDE-cilindru hidraulic cu dublu efect; AEH-amplificator electrohidraulic; DE-bloc electronic; AHP-acumulator hidropneumatic; FR-filtru de refulare; SLP-supapa de limitare a presiunii; PV-pompa volumică.

Scurgerile interne ale acestor motoare sunt foarte mici, astfel că randamentul lor volumic este apropiat de unitate, viteza minimă stabilă este foarte redusă, iar rigiditatea statică este foarte mare.

9. Reglarea parametrilor funcționali ai motoarelor volumice se face relativ simplu, utilizând fie pompe reglabile, fie rezistențe hidraulice reglabile.

Transmisiile hidraulice pot fi conduse cu automate programabile sau calculatoare industriale prin intermediul amplificatoarelor electrohidraulice (conver-toare electrohidraulice cu factor mare de amplificare în putere). Acest avantaj este valorificat în prezent pe scară largă în domeniul maşinilor-unelte, roboților industriali, în tehnica aerospațială, în energetică etc.

Elaborarea semnalelor de comandă se face optim pe cale electronică, iar executarea comenzilor - pe cale hidraulică (nervi electronici + muşchi hidraulici).

Stocarea energiei hidraulice se realizează simplu, în acumulatoare hidropneumatice.

Motoarele volumice rotative le concurează pe cele electrice, îndeosebi în cazul maşinilor de lucru mobile, unde gabaritul şi greutatea componentelor trebuie să fie minime.

Motoarele volumice liniare sunt utilizate în toate aplicațiile care necesită forțe importante.

10. Motoarele pneumatice volumice sunt compacte, acest avantaj fiind valorificat îndeosebi în cazul sculelor portabile.

Posibilitatea utilizării acestor motoare în uzine este favorizată de existența rețelelor de distribuție a aerului comprimat.

11. Viteza şi forța sau cuplul motoarelor pneumatice volumice pot fi reglate simplu şi în limite largi.

Funcționarea în ciclu automat este favorizată de existența elementelor logice pneumatice, precum şi a amplificatoarelor electropneumatice discrete sau continue.

Fiind nepoluante, motoarele pneumatice volumice sunt larg utilizate în instalațiile nepoluante sau antiexplozive, specifice industriei alimentare, chimice, miniere, petroliere, energetice etc.

12. Utilizarea pe scară largă a transmisiilor hidraulice şi pneumatice, creează posibilitatea tipizării, normalizării şi unificării elementelor acestora. Fabricația de serie mare în întreprinderi specializate poate reduce substanțial costul, asigurând în acelaşi timp o calitate ridicată.

1.3.2. Dezavantaje

1. Transmisiile hidraulice sunt scumpe deoarece includ, în afara pompelor şi motoarelor volumice, elemente de comandă, reglare şi protecție, elemente de stocare, filtrare şi transport al lichidului. Majoritatea acestor componente necesită o precizie de execuție ridicată (specifică mecanicii fine), materiale şi tehnologii neconvenționale, necesare asigurării preciziei, randamentului şi siguranței funcționale impuse.

2. Pierderile de putere care apar în cursul transformărilor energetice din maşinile hidraulice volumice, precum şi în elementele de legătură, reglare şi protecţie, afectează semnificativ randamentul global al maşinilor de lucru echipate cu transmisii hidraulice.

3. Transmisiile hidraulice sunt poluante, deoarece au scurgeri, existând întotdeauna pericolul pierderii complete a lichidului datorită neetanşeităţii unui singur element.

4. Ceaţa de lichid care se formează în cazul curgerii sub presiune mare prin fisuri este foarte inflamabilă, datorită componentelor volatile ale hidrocarburilor care constituie baza majorităţii lichidelor utilizate în transmisiile hidraulice.

5. Pericolul autoaprinderii lichidului sau pierderii calităţii sale lubrifiante limitează superior temperatura de funcţionare a transmisiilor hidraulice. Acest dezavantaj poate fi evitat prin utilizarea lichidelor de înaltă temperatură sau a celor neinflamabile concepute relativ recent.

6. Contaminarea lichidului de lucru constituie principala cauză a uzurii premature a transmisiilor hidraulice. În cazul în care contaminantul este abraziv, performanţele transmisiei se reduc continuu datorită creşterii jocurilor. Înfundarea orificiilor de comandă ale elementelor de reglare furnizează semnale de comandă false care pot provoca accidente grave.

7. Pătrunderea aerului în lichidul de lucru generează oscilaţii care limitează sever performanţele dinamice ale transmisiilor hidraulice.

8. Întreţinerea, depanarea şi repararea transmisiilor hidraulice necesită personal de calificare specifică, superioară celei corespunzătoare altor tipuri de transmisii.

9. Complexitatea metodelor de analiză şi sinteză a transmisiilor hidraulice nu permite elaborarea unei metodologii de proiectare accesibilă fără o pregătire superioară.

10. Principalul dezavantaj al transmisiilor pneumatice este randamentul foarte scăzut.

11. Nivelul redus al presiunii de lucru limitează forţele, momentele şi puterile transmise.

12. Compresibilitatea gazelor nu permite reglarea precisă, cu mijloace simple, a parametrilor funcţionali ai transmisiilor pneumatice, îndeosebi în cazul sarcinilor variabile.

13. Aerul nu poate fi complet purificat, contaminanţii provocând uzura şi coroziunea continuă a elementelor transmisiilor pneumatice.

14. Apa, prezentă totdeauna în aer, pune în mare pericol funcţionarea sistemelor pneumatice prin îngheţare.

Transmisiile pneumatice le concurează pe cele electrice la puteri mici, îndeosebi în cazurile când sunt necesare deplasări liniare realizabile simplu cu ajutorul cilindrilor pneumatici.

Alegerea tipului optim de transmisie, pentru condiţii concrete date, reprezintă, în principiu, o problemă de natură tehnico - economică, a cărei soluţionare corectă necesită cunoaşterea detaliată a caracteristicilor tuturor soluţiilor posibile.

2

LICHIDELE UTILIZATE ÎN TRANSMISIILE HIDRAULICE

2.1. PROPRIETĂȚILE NECESARE LICHIDELOR UTILIZATE ÎN TRANSMISIILE HIDRAULICE

Lichidele vehiculate în circuitele energetice şi de comandă ale transmisiilor hidraulice, numite curent "hidraulice", "de lucru" sau "funcționale" suferă ciclic variații importante de presiune, viteză şi temperatură, vin în contact cu diferite materiale şi pot fi expuse câmpului electromagnetic, radiațiilor nucleare, etc. Condițiile dificile de utilizare impun lichidelor funcționale următoarele cerințe: calități lubrifiante; viscozitate acceptabilă în orice condiții de funcționare ale sistemului; proprietăți fizice şi chimice stabile; compatibilitate cu materialele sistemului; compresibilitate, volatilitate, tendință de spumare, densitate, coeficient de dilatare termică, preț şi toxicitate reduse; calități antioxidante şi dielectrice; stocare şi manipulare simple.

În prezent există o gamă largă de lichide funcționale, aparținând din punct de vedere chimic mai multor clase, dar nici unul nu prezintă toate calitățile necesare unei transmisii date. Ca urmare, alegerea unui lichid constituie în general un compromis care asigură satisfacerea cerințelor esențiale, dar impune restricții structurii sistemului şi condițiilor de utilizare. Datele hotărâtoare în alegerea unui lichid sunt: gama temperaturilor de utilizare şi stocare, normale şi accidentale; gama de presiuni şi depresiuni la care este supus lichidul în regim normal şi accidental; cerințele anumitor materiale sau elemente componente ale sistemului; cerințele de siguranță; condiții economice.

Dacă mai multe lichide satisfac comparabil aceste cerințe, opțiunea finală este determinată de îndeplinirea celorlalte criterii.

2.2. PROPRIETĂȚILE FUNDAMENTALE ALE LICHIDELOR FUNCȚIONALE

2.2.1. Viscozitatea

Viscozitatea este proprietatea fluidelor de a se opune deformărilor ce nu constituie variații ale volumului lor, prin dezvoltarea unor eforturi tangențiale. Forța necesară deplasării unui strat de arie A, cu viteza du față de un strat adiacent situat la distanța dn este proporțională cu aria A, cu gradientul vitezei după normala la direcția de curgere, du/dn (viteza de deformare) şi cu viscozitatea dinamică a fluidului, η:

$$F = \eta \cdot A \frac{du}{dn} \tag{2.1}$$

Unitatea SI a viscozității dinamice se numeşte poiseuille: 1Pl=1kg $m^{-1}s^{-1}$, iar unitatea CGS – poise: 1Po=1 g $cm^{-1}s^{-1}$.

Cercetări recente urmăresc definirea "viscozității de dilatație" care pare a genera pierderi de energie când se impun fluidelor variații de volum fără deformare.

Dacă viscozitatea nu depinde de viteza de deformare, fluidul se numeşte "newtonian". Apa, uleiurile minerale pure şi alte lichide larg utilizate în tehnică satisfac această condiție. Numeroase lichide funcționale, îndeosebi cele sintetice, conțin aditivi cu greutăți moleculare mari, datorită cărora au un caracter nenewtonian; în general viscozitatea lor scade cu viteza de deformare. Această caracteristică poate fi temporară sau remanentă şi corespunde fie fragmentării, fie rearanjării moleculelor mari datorită turbulenței extreme, caracteristică elementelor de reglare.

În practică se utilizează curent *viscozitatea cinematică* definită ca raport între viscozitatea dinamică şi densitatea lichidului:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \tag{2.2}$$

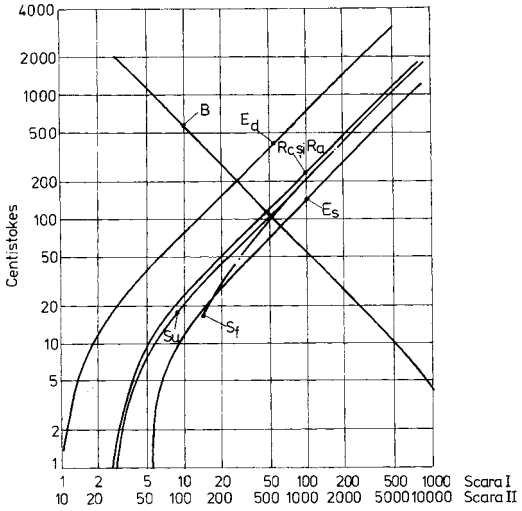
Unitatea SI a acestei mărimi este 1 m^2s^{-1} iar unitatea CGS se numeşte stokes: 1 St = 1cm^2s^{-1}. Tabelele practice indică valoarea viscozității cinematice în centistokes: 1 cSt = 10^{-2} St = 1 mm^2s^{-1}. De asemenea, se utilizează încă unități de măsură tehnice, necorelate cu definiția fizică a viscozității, ci cu aparatele sau procedeele de măsură utilizate: grade Engler (în Europa), secunde Redwood (în Marea Britanie), secunde Saybold (în SUA) şi unități Barbey (în Franța). Conversia acestora în centistokes este indicată în figura 2.1. În calcule aproximative se poate utiliza relația de transformare:

$$\nu\left[m^2 \cdot s^{-1}\right] \cong 7{,}4 \cdot 10^{-6} \nu\left[^0 E\right] \tag{2.3}$$

care conține în membrul drept viscozitatea exprimată în grade Engler ^oE.

Viscozitatea este o caracteristică esențială a lichidelor funcționale deoarece asigură portanță lagărelor, limitează pierderile de lichid prin elementele de etanşare şi generează forțe care amortizează oscilațiile parametrilor funcționali; în acelaşi timp, ea provoacă pierderi de energie în spațiile dintre piesele în mişcare relativă şi în conducte, neliniarizează caracteristicile orificiilor de comandă ş.a.

Viscozitatea lichidelor scade rapid cu temperatura (fig. 2.2) şi creşte într-o măsură mult mai mică cu presiunea (fig. 2.3). La temperaturi înalte scurgerile interne ale maşinilor hidraulice volumice şi elementelor de distribuție alterează prohibitiv randamentul transmisiilor, iar scăderea capacității portante a peliculelor lubrifiante poate provoca griparea diferitelor mecanisme ale acestora. Viscozitatea excesivă care apare la temperaturi joase generează pierderi mari de sarcină care creează dificultăți de aspirație pompelor (cavitație), reduce viteza motoarelor şi



Unitatea		Reperul curbei	Scara
Engler	grade	E_d	I
	Secunde	E_s	II
Barbey		B	I
Saybolt	universal	S_u	II
	Furol	S_f	I
Redwood	comercial	R_c	II
	Naval	R_d	I

Fig. 2.1. Diagrama de conversie a unităţilor de măsură tehnice ale viscozităţii în centistokes.

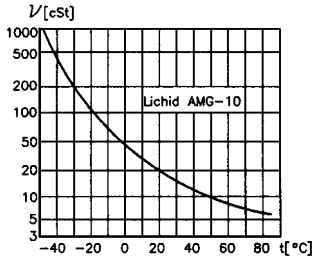


Fig. 2.2. Variaţia viscozităţii lichidului AMG – 10 cu temperatura.

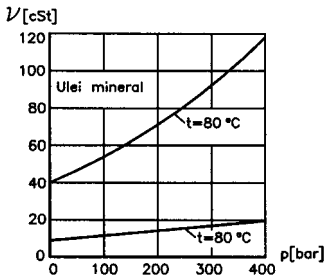


Fig. 2.3. Variaţia viscozităţii unui ulei mineral cu presiunea.

randamentul transmisiilor. Aceste fenomene explică interesul major pentru lichidele a căror viscozitate variază puţin cu temperatura. Pentru evaluarea acestei calităţi au fost propuşi mai mulţi "indici de viscozitate". Cel mai simplu dintre aceştia este negativul pantei geometrice medii a curbei de variaţie a viscozităţii cu temperatura, reprezentată în coordonate log (log ν) – T pe o diagramă tip ASTM (American Society for testing material standards on petroleum products and

lubricants - Societatea americană pentru standarde de încercare a produselor petroliere şi lubrifianţilor) (fig. 2.4). Partea utilă a curbei ν(T) este în acest sistem de coordonate practic o dreaptă pentru majoritatea lichidelor, permiţând identificarea simplă a lichidului optim din acest punct de vedere.

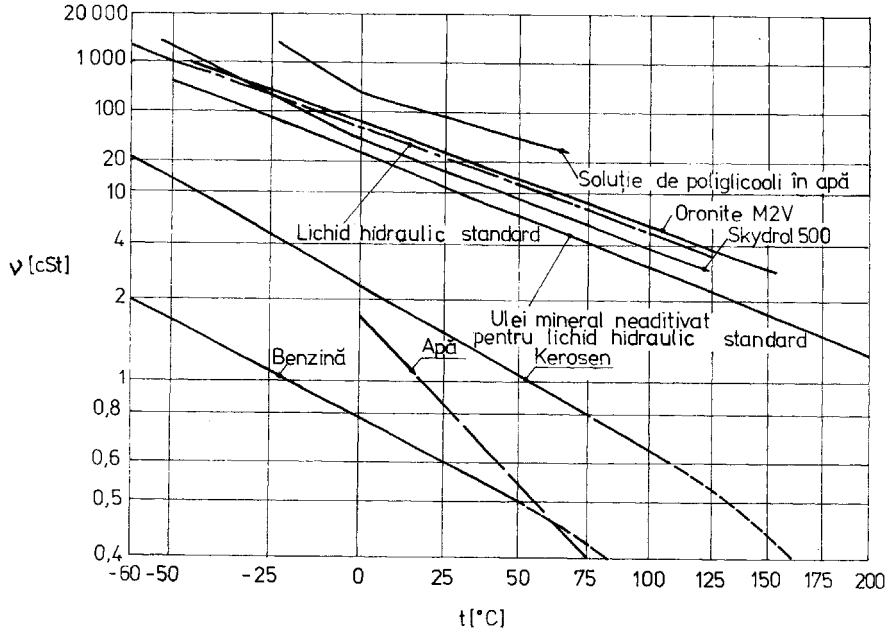


Fig. 2.4. Diagrama ASTM pentru lichide hidraulice uzuale.

Cea mai utilizată măsură a variaţiei viscozităţii cu temperatura este indicele de viscozitate DEAN-DAVIS, definit prin relaţia :

$$I_\nu = 100(\nu_N - \nu) \quad [\%] \tag{2.4}$$

Există două game de lichide etalon, naftenice şi parafinice în care se consideră două lichide având la 210^0F ($\cong 100^0$C) aceeaşi viscozitate ca lichidul considerat (fig. 2.5). Se notează cu ν_N, ν_P şi ν viscozitatea uleiului naftenic, parafinic şi a celui analizat, la 100^0F ($\cong 38^0$C). Uleiurile etalon parafinice au indicele de viscozitate 100, iar cele naftenice – zero. Lichidul este cu atât mai bun din punct de vedere al variaţiei viscozităţii cu temperatura, cu cât are indicele de viscozitate mai mare. Unele lichide hidrostatice moderne au $I_\nu > 100$, fiind deci superioare tuturor uleiurilor minerale.

Variaţia viscozităţii cu temperatura T[K] la presiunea atmosferică poate fi aproximată prin relaţia:

$$\eta(T) = \eta(T_0)e^{-\lambda(T-T_0)} \tag{2.5}$$

în care λ este o constantă specifică fiecărui lichid, iar T_0 – o temperatură oarecare pentru care se cunoaşte viscozitatea lichidului, $\eta(T_0)$. O valoare tipică a constantei

λ este 0,015 K^{-1}. În intervalul de temperatură 30…150 ^{0}C, pentru uleiurile minerale se poate utiliza relația:

$$\nu(t) = \nu_{50}\left(\frac{50}{t}\right)^n \tag{2.6}$$

în care n depinde de viscozitatea ν_{50} a uleiului la temperatura t = 50^{0}C, după curba din figura 2.6.

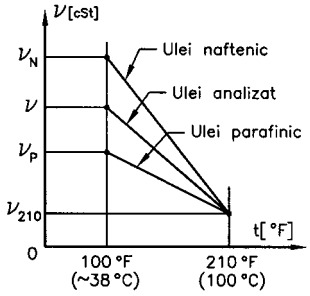


Fig. 2.5. Diagramă pentru definirea indicelui de viscozitate.

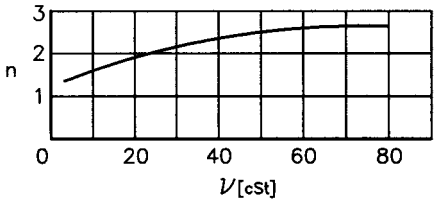


Fig. 2.6. Variația indicelui n în funcție de viscozitatea uleiurilor minerale la 50^0 C.

Comportarea unui lichid la temperaturi joase este caracterizată prin temperatura la care în cursul răcirii apar cristale (punctul de congelare) şi prin temperatura la care lichidul începe să curgă în cursul unei încălziri consecutive congelării (punctul de curgere). Lichidele sunt inutilizabile la temperaturi mult mai mari decât aceste temperaturi caracteristice. Practic, se admite că un lichid nu poate fi folosit la viscozități mai mari de 2000 cSt.

Influența presiunii asupra viscozității poate fi considerată liniară la presiuni p mai mici de 500 bar:

$$\nu(p) = \nu(p_{at})(1 + p \cdot K_\nu) \tag{2.7}$$

Valoarea coeficientului K_ν depinde de viscozitatea lichidului; dacă ν_{50} < 15 cSt, $K_\nu \cong 0{,}002$, iar pentru ν_{50} > 15 cSt, $K_\nu \cong 0{,}003$.

La presiuni mai mari, creşterea viscozității cu presiunea este exponențială. De exemplu, între 1 şi 2000 bar viscozitatea uleiurilor minerale creşte de 50 …100 ori, iar a celor sintetice de 15 … 25 ori.

La presiuni cuprinse între 20 000 şi 30 000 bar uleiurile minerale se solidifică.

Variația viscozității cu temperatura şi presiunea conduce la modificarea continuă a parametrilor funcționali ai transmisiilor hidraulice.

2.2.2. Calitățile lubrifiante

Viscozitatea determină în mare măsură calitățile lubrifiante ale lichidelor la viteze relative mari ale suprafețelor adiacente, dar nu constituie elementul hotărâtor la viteze relativ mici şi sarcini mari, cînd există pericolul gripării lagărelor. Pentru prevenirea sau reducerea uzurii acestora se utilizează cupluri de materiale antifricțiune şi se introduc în lichidele lubrifiante "aditivi de ungere". Acizii graşi, esterii lor şi alți compuşi organici cu catenă lungă, care conțin clor, plumb, sulf sau staniu aderă la suprafețele metalice, împiedicând contactul acestora. Un aditiv uzual de acest gen este tricrezilfosfatul.

La temperaturile locale ridicate generate de microgripaje, unii compuşi halogenați se combină cu metalele formând halogenuri cu punct de topire scăzut care netezesc suprafețele în mişcare relativă. Din păcate aceşti aditivi nu au aceeaşi eficiență pentru toate lichidele iar stabilitatea lor chimică este redusă.

Calitățile lubrifiante ale lichidelor se estimează cu dispozitive care simulează cazuri concrete de lagăre, sau cu pompe volumice ale căror performanțe inițiale sunt garantate de producător (de exemplu pompele cu palete culisante cu dublă acțiune VICKERS). Pierderea în greutate a pieselor solicitate la uzură constituie un indiciu asupra calităților lubrifiante ale lichidului testat. În țara noastră se utilizează dispozitive formate dintr-o bilă cu diametrul de 12,25 mm care este apăsată cu forță constantă şi rotită față de trei bile identice plasate într-un pahar cu lubrifiant. Cuplul necesar rotirii bilei superioare este proporțional cu coeficientul de frecare, iar reducerea diametrelor bilelor inferioare este invers proporțională cu proprietățile lubrifiante ale lichidului încercat.

2.2.3. Densitatea şi compresibilitatea

Densitatea unui fluid omogen este egală cu masa unității de volum:

$$\rho = \frac{m}{V} \tag{2.8}$$

Unitatea SI a densității este 1 kg/m^3. În condiții normale densitatea uleiurilor minerale este cuprinsă între 830 şi 940 kg/m^3. Densitatea lichidelor sintetice depinde de compoziția lor chimică. De exemplu, pentru lichidele siliconice ρ = 930 … 1030 kg/m^3 în timp ce unele hidrocarburi clorinate au ρ = 1538 kg/m^3 (bifenilii clorinați).

Densitatea lichidelor influențează greutatea transmisiilor hidraulice (parametru important al instalațiilor mobile). În regim staționar, pierderile de sarcină prin orificii (esențiale în cazul elementelor de distribuție şi reglare) sunt invers proporționale cu densitatea. Variația densității cu presiunea în regim tranzitoriu generează oscilații mecanice care pot fi neamortizate.

Densitatea lichidelor este funcție de presiune şi temperatură. Spre deosebire de gaze, a căror ecuație de stare se deduce cu ajutorul teoriei cinetico-moleculare, ecuația de stare a lichidelor nu poate fi stabilită decât experimental.

Totuşi, se poate utiliza ecuaţia obţinută prin dezvoltarea în serie Taylor a densităţii în jurul valorii iniţiale ρ_0, reţinând primii trei termeni,

$$\rho = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T (p - p_0) + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_p (T - T_0) \tag{2.9}$$

deoarece variaţiile densităţii cu presiunea şi temperatura sunt mici (p_0 şi T_0 sunt parametrii stării iniţiale). Forma uzuală a ecuaţiei de stare liniarizate este :

$$\rho = \rho_0 [1 + \beta(p - p_0) - \alpha(T - T_0)] \tag{2.10}$$

în care, prin definiţie

$$\beta = \frac{1}{\rho_0}\left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T \tag{2.11}$$

este coeficientul de compresibilitate izotermă, exprimat în m^2/N, iar

$$\alpha = -\frac{1}{\rho_0}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \tag{2.11'}$$

este coeficientul de dilatare termică izobară [K^{-1}]. Relaţia (2.8) devine prin diferenţiere, pentru m = const.,

$$d\rho = -\frac{1}{\rho} dV \tag{2.12}$$

deci cei doi coeficienţi caracteristici pot fi definiţi prin relaţiile echivalente

$$\beta = -\frac{1}{V_0}\left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)_T \tag{2.13}$$

$$\alpha = \frac{1}{V_0}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p \tag{2.14}$$

în care V_0 este volumul iniţial al lichidului. Mărimea

$$\varepsilon = \frac{1}{\beta} = -V_0\left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_T \tag{2.15}$$

se numeşte modulul de elasticitate izoterm al lichidului şi se exprimă în N/m^2 (uzual în bar). Se poate defini şi un modul de elasticitate adiabat, prin relaţia;

$$\varepsilon_a = \frac{c_p}{c_v}\varepsilon, \tag{2.16}$$

dar la lichide raportul căldurilor specifice, determinat experimental, diferă prea puțin de unitate (1,04 … 1,15) pentru a fi considerat în calcule practice față de efectul aerului antrenat şi al elasticității sistemului. Pentru lichidele petroliere, $\alpha \cong 7\ldots8\cdot10^{-4}\,K^{-1}$, în intervalul de temperatură $\Delta t = 0\ldots200^0C$.

Lichidele sintetice se dilată mai mult la creşterea temperaturii; de exemplu, în acelaşi interval de temperatură, polixiloxații alchilici au: $\alpha \cong 9{,}52\cdot10^{-4}\,K^{-1}$.

Variația densității cu temperatura trebuie considerată în calculul volumului rezervoarelor. Dacă acestea sunt deschise (în legătură cu atmosfera) creşterea temperaturii poate provoca deversarea lichidului. În cazul unui rezervor (recipient) închis, plin cu lichid, diferența dintre coeficientul de dilatare termică al lichidului şi cel al rezervorului, α_r crează suprapresiunea

$$\Delta p = \varepsilon(\alpha - \alpha_T)\Delta t \qquad (2.17)$$

care poate distruge rezervorul.

În calcule practice, variația densității lichidelor pure cu presiunea poate fi neglijată. La o suprapresiune de 200 bar, densitatea lichidelor funcționale creşte cu numai 1 ... 2%.

Compresibilitatea redusă a lichidelor permite transmiterea promptă a mişcării, conferind transmisiilor hidraulice o "rigiditate" ridicată; în acelaşi timp ea poate genera şocuri de presiune importante în sistemele de distribuție ale maşinilor hidraulice volumice, reduce debitul volumic al pompelor de înaltă presiune şi micşorează randamentul transmisiilor hidraulice, deoarece energia consumată pentru comprimarea lichidului în pompe se pierde prin destinderea acestuia în motoare, după efectuarea lucrului mecanic util.

În condiții normale modulul de elasticitate al majorității uleiurilor minerale este cuprins între 17000 şi 18000 bar. Lichidele funcționale sintetice sunt în general mai elastice; de exemplu, pentru siliconi, în aceleaşi condiții $\varepsilon \cong 10000$ bar. Lichidele funcționale pe bază de apă au o elasticitate apropiată de cea a apei: $\varepsilon \cong 20000$ bar.

Modulul de elasticitate este influențat de presiune, temperatură şi de aerul nedizolvat.

În gama de presiuni 0 … 500 bar, ε creşte practic liniar cu presiunea:

$$\varepsilon(p) = \varepsilon(p_{at}) + p \cdot K_\varepsilon \qquad (2.18)$$

Valoarea coeficientului K_ε depinde de lichid şi de temperatură; pentru uleiurile minerale se poate considera $K_\varepsilon \cong 12$.

La creşterea temperaturii, modulul de elasticitate se micşorează. De exemplu, între 40^0C şi 200^0C, ε scade în cazul uleiurilor minerale la 9000...10000 bar, iar în cazul uleiurilor siliconice – la 4200 bar.

Aerul nedizolvat micşorează considerabil modulul de elasticitate al lichidelor hidrostatice.

2.2.4. Inflamabilitatea

Pericolul de incendiu sau de explozie constituie principalul dezavantaj al lichidelor funcţionale pe bază de hidrocarburi, explicând efortul considerabil depus pentru crearea şi ameliorarea lichidelor sintetice. Incendiile pot fi provocate de vaporii din rezervoarele deschise sau de contactul lichidelor cu suprafeţele calde ale instalaţiilor (metalul topit din turnătorii, tobele de eşapament ale motoarelor, discurile de frână, etc.). Aprecierea posibilităţilor de utilizare a lichidelor din acest punct de vedere se face pe baza a trei temperaturi caracteristice.

Punctul de inflamabilitate. Lichidul fiind încălzit într-un creuzet, se apropie periodic de suprafaţa sa liberă o flacără "pilot"; punctul de inflamabilitate este temperatura la care apare o flacără de scurtă durată. Această temperatură este de circa 100^0C la uleiurile minerale şi de 200^0C la esteri şi silicaţi. Pentru lichidele sintetice neinflamabile această caracteristică nu este definită, dar la circa 100^0C ele încep să degaje din abundenţă vapori, uneori toxici.

Temperatura de ardere este temperatura lichidului la care vaporii săi continuă să ardă după îndepărtarea flăcării "pilot"; între această temperatură şi punctul de inflamabilitate există o diferenţă de circa 40^0C.

Temperatura de autoaprindere este temperatura la care trebuie să se încălzească o suprafaţă pentru ca o picătură de lichid căzută pe ea să se aprindă spontan. Această temperatură depinde de condiţiile de măsurare, fiind de circa 250^0C pentru uleiurile minerale şi de circa 400^0C pentru esteri şi silicaţi. Practic nu există lichide funcţionale neinflamabile, ci doar lichide care eliminând în condiţii concrete uzuale riscul incendiilor şi exploziilor se numesc în prezent "lichide rezistente la foc". Acestea nu trebuie confundate cu lichidele de înaltă temperatură care îşi conservă calităţile funcţionale la temperaturi înalte (ceea ce nu este obligatoriu pentru lichidele neinflamabile) dar pot fi mai inflamabile decât alte lichide.

2.2.5. Compatibilitatea cu materialele sistemului

Principalele materiale afectate de lichidele funcţionale sunt elastomerii folosiţi pentru confecţionarea elementelor de etanşare şi a racordurilor elastice.

Uleiurile minerale au înlocuit uleiurile vegetale ca lichide funcţionale numai după elaborarea elastomerilor de sinteză, deoarece dizolvă cauciucul natural. Lichidele neinflamabile din transmisiile hidraulice ale aeronavelor civile moderne nu au putut fi întrebuinţate decât după crearea butililor şi a etilenpropilenelor. Pentru lichidele de înaltă temperatură necesare îndeosebi avioanelor supersonice şi rachetelor nu există încă un elastomer ideal.

Materialele de etanşare trebuie adaptate lichidului funcţional; schimbarea acestuia impune în general schimbarea tuturor etanşărilor.

Nu există în prezent un sistem universal de testare a compatibilităţii lichidelor cu elastomerii. Etanşările corespunzătoare lichidelor pe bază de petrol sunt încercate cu ajutorul anilinei; aceasta este practic un amestec de hidrocarburi sub acţiunea căruia elastomerii îşi măresc volumul. Fiecare cuplu lichid – etanşare

trebuie testat cu ajutorul unui elastomer etalon, aprovizionat de la un furnizor unic, măsurând gravimetric cantitatea de lichid absorbită. Dar deformarea etanşărilor nu este aceeaşi cu cea a elastomerilor etalon, chiar dacă sunt fabricate pe aceeaşi bază, deci testele statice sunt necesare, dar nu şi suficiente. Practic, se studiază relaţia dintre lichid şi fiecare tip de etanşare, în condiţii reale de funcţionare, (precomprimare, mişcări relative, cicluri de suprapresiune, cicluri de temperatură) urmărindu-se îmbătrânirea accelerată şi în timp real.

Lichidele funcţionale sunt compatibile cu majoritatea materialelor metalice întrebuinţate curent în construcţia transmisiilor hidrostatice: oţel, aluminiu, magneziu, cupru, alamă, bronz, argint, carburi metalice sintetizate etc.

Unele lichide sintetice afectează acoperirile metalice cu zinc, cadmiu şi cupru, formând precipitate. Lichidele pe bază de apă pot deveni electroliţi între diverse piese metalice, provocând o coroziune intensă.

Toate lichidele funcţionale trebuie supuse testului de aciditate, care furnizează informaţii utile asupra agresivităţii chimice a acestora.

2.2.6. Alte proprietăţi

Apa, aerul şi particulele metalice favorizează oxidarea lichidelor, elastomerilor şi a metalelor transmisiilor hidrostatice.

Cantitatea de apă admisă curent în lichidele funcţionale nu depăşeşte 100 p.p.m. În instalaţiile prevăzute cu rezervoare deschise nu se poate evita contactul lichidelor cu aerul şi condensarea apei. Deşi complică structura şi întreţinerea sistemelor, rezervoarele etanşe, presurizate pneumatic sau mecanic, sunt întotdeauna utilizate dacă siguranţa funcţională constituie o cerinţă esenţială. Din acelaşi motiv azotul înlocuieşte aerul în majoritatea acumulatoarelor hidropneumatice care lucrează la presiuni mai mari de 63 bar. Aceste măsuri permit mărirea sensibilă a temperaturii maxime admise în instalaţii şi a duratei de viaţă a lichidelor, micşorând în acelaşi timp pericolul de incendiu. De exemplu, lichidele petroliere pot fi întrebuinţate în aviaţie până la 135^{o}C, faţă de 90^{o}C în circuit deschis.

Circuitele etanşe, umplute cu precauţii deosebite, sunt obligatorii în cazul întrebuinţării lichidelor de înaltă temperatură pe bază de silicaţi, care în prezenţa apei şi a aerului formează precipitate şi cristale deosebit de periculoase pentru sistemele hidraulice.

Proprietatea lichidelor de a-şi conserva calităţile fizice şi chimice în prezenţa apei se numeşte "stabilitate hidrolitică" şi determină în mare măsură durata de stocare şi de întrebuinţare.

Ameliorarea rezistenţei faţă de oxidanţi se obţine cu aditivi care au o mare afinitate pentru oxigen, dar nu influenţează proprietăţile lichidului nici în starea iniţială nici în starea oxigenată. După consumarea inhibatorilor de oxidare se produc acizi care afectează elementele sistemului.

Degajarea gazelor şi agitaţia excesivă a lichidelor în prezenţa aerului provoacă apariţia spumei. Aceasta măreşte compresibilitatea lichidelor, favorizează oxidarea lor şi coroziunea metalelor. Stabilitatea spumei depinde de viscozitatea

lichidului, de tensiunea sa superficială şi de factorii poluanţi. Tendinţa de spumare se determină prin măsurarea volumului spumei generate de o cantitate constantă de aer. Transmisiile hidraulice în circuit închis nu sunt afectate de acest fenomen. Sistemele deschise necesită atât precauţii constructive (rezervoare mari cu deflectoare multiple), cât şi aditivarea lichidelor funcţionale cu antispumanţi.

În exploatare este greu să se evite contactul operatorilor cu lichidele funcţionale şi mai ales inhalarea vaporilor acestora. Este deci necesar ca lichidele să nu fie toxice nici înainte de întrebuinţare, nici după aceasta. Lichidele sintetice moderne, îndeosebi cele neinflamabile, sunt toxice în anumite concentraţii. Acţiunea lor asupra mucoaselor şi îndeosebi asupra ochilor impune utilizarea ecranelor protectoare la standurile de încercări ale elementelor hidraulice şi ventilarea corespunzătoare a laboratoarelor.

Presiunea vaporilor saturaţi ai lichidelor funcţionale trebuie să fie cât mai mică pentru a evita apariţia cavitaţiei, îndeosebi în cazul lichidelor care lucrează la temperaturi ridicate.

Căldura specifică şi coeficientul de conductibilitate termică trebuie să fie cât mai mari pentru a evita gradienţii mari de temperatură.

Este util ca lichidele funcţionale să aibă **proprietăţi dielectrice,** care permit folosirea electromotoarelor rotative, liniare şi unghiulare cu înfăşurări neizolate, simplificând construcţia convertoarelor electrohidraulice.

Culoarea şi mirosul facilitează identificarea lichidelor funcţionale.

Costul este un criteriu important în alegerea lichidelor funcţionale, mai ales în cazul instalaţiilor industriale complexe. Lichidele sintetice sunt mai scumpe decât cele minerale. De exemplu, lichidele florurate sunt de o sută de ori mai scumpe decât cele petroliere.

Aplicaţia 2.1. Determinarea modulului de elasticitate al unui amestec lichid – gaz

În scopul evaluării modulului de elasticitate real al unui sistem, se consideră un recipient care conţine lichid şi gaz.

În figura A.2.1-1 gazul este reprezentat concentrat, dar în realitate el se găseşte în lichid îndeosebi sub formă de bule microscopice.

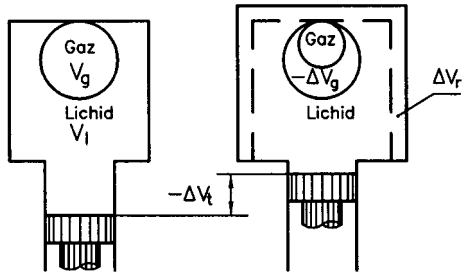


Fig. A.2.1-1. Schemă de calcul a modulului de elasticitate al unui amestec lichid - gaz.

La presiuni mari aerul (gazul) dizolvat are un efect neglijabil asupra modulului de elasticitate al sistemului.

Volumul inițial total al recipientului, V_t, poate fi scris sub forma

$$V_t = V_l + V_g \tag{2.1.1}$$

unde V_l este volumul inițial al lichidului iar V_g – volumul inițial al gazului. Mişcarea ascendentă a pistonului măreşte presiunea amestecului din recipient cu Δp prin scăderea volumului inițial cu

$$\Delta V_t = -\Delta V_g - \Delta V_l + \Delta V_r \tag{2.1.2}$$

indicele r corespunzând recipientului. Modulul de elasticitate efectiv sau "global" poate fi definit prin relația:

$$\frac{1}{\varepsilon_e} = \frac{\Delta V_t}{V_t \Delta p}. \tag{2.1.3}$$

Din ultimele două relații rezultă egalitatea:

$$\frac{1}{\varepsilon_e} = \frac{V_g}{V_t}\left(-\frac{\Delta V_g}{V_g \Delta p}\right) + \frac{V_l}{V_t}\left(-\frac{\Delta V_l}{V_l \Delta p}\right) + \frac{\Delta V_r}{V_t \Delta p} \tag{2.1.4}$$

în care:

$$\varepsilon_l = -V_l \frac{\Delta p}{\Delta V_l} \tag{2.1.5}$$

este modulul de elasticitate al lichidului,

$$\varepsilon_g = -V_g \frac{\Delta p}{\Delta V_g} \tag{2.1.6}$$

este modulul de elasticitate al gazului, iar

$$\varepsilon_r = V_t \frac{\Delta p}{\Delta V_r} \tag{2.1.7}$$

este modulul de elasticitate al recipientului în raport cu volumul total inițial.

Introducând relațiile (2.1.5), (2.1.6) şi (2.2.17) în relația (2.1.4) se obține:

$$\frac{1}{\varepsilon_e} = \frac{V_g}{V_t} \cdot \frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{V_l}{V_l} \cdot \frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_r}. \tag{2.1.8}$$

Eliminând volunul de lichid sin această relație,

$$V_l = V_t - V_g \tag{2.1.9}$$

rezultă

$$\frac{1}{\varepsilon_e}=\frac{1}{\varepsilon_r}+\frac{V_g}{V_t}\left(\frac{1}{\varepsilon_g}-\frac{1}{\varepsilon_l}\right)+\frac{1}{\varepsilon_l} \tag{2.1.10}$$

Modulul de elasticitate izotermic al gazului se calculează prin diferențierea legii Boyle-Mariotte ($p\cdot V_g$ = const.):

$$\frac{\Delta p}{V_g}=-\frac{p}{\Delta V_g} \tag{2.1.11}$$

Ținând seama de relația (2.1.6) rezultă

$$\varepsilon_g = p \tag{2.1.12}$$

Dacă procesul de comprimare este adiabat, $\varepsilon_{ga} = pc_p/c_v$; în cazul aerului, $\varepsilon_{ga} = 1{,}4\ p$.

În paranteza din relația (2.1.10) termenul $1/\varepsilon_l$ este neglijabil față de termenul $1/\varepsilon_g$, deci

$$\frac{1}{\varepsilon_e}\cong\frac{1}{\varepsilon_r}+\frac{1}{\varepsilon_l}+\frac{V_g}{V_t}\cdot\frac{1}{\varepsilon_g} \tag{2.1.13}$$

Modulul de elasticitate efectiv este mai mic decât oricare din mărimile ε_r, ε_e şi $\varepsilon_g V_t/V_g$, relația (2.1.13) fiind similară celei de calcul a rezistenței electrice echivalente unor rezistențe dispuse în paralel. Utilizarea acestei relații necesită determinarea mai multor mărimi. Volumul total V_t se calculează geometric, iar modulul de elasticitate al lichidului pur se obține experimental. Modulul de elasticitate al recipienților şi conținutului de aer din lichid sunt mărimi greu de calculat. Dintre elementele componente ale transmisiilor hidraulice, cele mai elastice sunt racordurile flexibile utilizate între distribuitoare şi motoarele a căror carcasă este mobilă.

Deplasarea radială δ_r a suprafeței interioare a unui cilindru cu pereți subțiri, corespunzătoare unei suprapresiuni interne Δp, se calculează cu relația:

$$\delta_r=\frac{D_i\Delta p}{2E}\cdot\frac{(1+\nu)D_e^2-(1-\nu)D_i^2}{2e(D_e+D_i)} \tag{2.1.14}$$

în care D_i este diametrul interior; D_e – diametrul exterior; e – grosimea pereților; E-modulul de elasticitate al materialului pereților; ν - coeficientul lui Poisson. Din relațiile (2.1.7) şi (2.1.14) rezultă:

$$\frac{1}{\varepsilon_r}=\frac{2}{E}\cdot\frac{(1+\nu)D_e^2-(1-\nu)D_i^2}{2e(D_e+D_i)} \tag{2.1.15}$$

În cazul pereților metalici subțiri, $\nu = 0{,}25$ şi $D_e \cong D_i$, deci:

$$\varepsilon_r \cong \frac{e}{D_i} E \tag{2.1.16}$$

relație utilizată în calcule practice pentru țevi. Dacă conductele metalice au pereți groşi, relația (2.1.15) poate fi aproximată prin:

$$\varepsilon_r \cong \frac{E}{2(1+\nu)} \cong \frac{E}{2.5} \tag{2.1.17}$$

Racordurile elastice executate din cauciuc dur sau teflon, cu inserții de oțel inoxidabil, au un modul de elasticitate redus, cuprins între 700 şi 3500 bar, care este în general indicat de producători. Utilizarea acestor racorduri în sistemele automate hidraulice este permisă numai pentru alimentarea distribuitoarelor şi racordarea acestora la rezervor; convertoarele (servovalvele) electrohidraulice sunt amplasate frecvent chiar pe motoarele hidraulice volumice, reducând astfel la minimum volumul de lichid supus variațiilor de presiune şi elasticitatea racordurilor.

Prezența aerului în lichid, chiar în cantități mici, reduce drastic modulul de elasticitate al sistemului. Se consideră de exemplu un lichid petrolier ($\varepsilon_l \cong$ 15400 bar) aflat la presiunea de 35 bar, într-o conductă de oțel ($E \cong 2{,}1 \cdot 10^6$ bar) al cărei diametru este de şase ori mai mare decât grosimea pereților, deci $\varepsilon_r = 3{,}5 \cdot 10^5$ bar şi $\varepsilon_{ga} = 49$ bar. Dacă $V_g/V_t = 1/100$, $\varepsilon_e \cong 3600$ bar, pe când în absența aerului $\varepsilon_e \cong 14700$ bar. Dacă se dublează valoarea presiunii, ε_e creşte la 5880 bar. Astfel se explică interesul pentru sistemele de înaltă presiune. În calcule practice se poate admite pentru lichide pe bază de petrol $\varepsilon_e \cong 7000$ bar. Utilizarea unor valori incerte pentru ε_e poate introduce valori mari în calculul frecvenței de rezonanță, care determină direct stabilitatea sistemelor hidrostatice.

Modulul de elasticitate efectiv nu poate fi determinat precis decât experimental. La presiunea atmosferică, volumul de aer nedizolvat poate atinge 20% din volumul total. Pe măsura creşterii presiunii, o mare parte din aer se dizolvă în lichid şi nu mai afectează rigiditatea acestuia.

La repunerea în funcțiune a unei transmisii hidraulice după un repaus îndelungat, care permite pătrunderea aerului în lichid, performanțele sistemului sunt aleatoare până la evacuarea aerului de către pompe, odată cu lichidul vehiculat. În aceste condiții, demarajul pompelor este zgomotos, existând pericolul apariției fenomenului de cavitație.

Principala cauză a reținerii aerului este proiectarea sau executarea incorectă a canalelor complexe realizate prin găurire sau turnare. Toate transmisiile hidraulice trebuie prevăzute cu buşoane sau robinete de purjare. Instalațiile importante sunt vidate înainte de a fi puse în funcțiune (de exemplu - sistemele hidraulice ale aeronavelor).

Lichidele funcționale sunt în general aditivate cu antispumanți care le măresc capacitatea de a evacua aerul fără a forma emulsii.

2.3. TIPURI DE LICHIDE FUNCȚIONALE

2.3.1. Lichide pe bază vegetală

Aceste lichide sunt compuse din ulei de ricin (care este un bun lubrifiant) diluat, în scopul măririi fluidității, într-un solvent cu punct de congelare scăzut şi cât mai puțin volatil. Un exemplu tipic este lichidul întrebuințat în primele sisteme de frânare ale autovehiculelor, compus din ulei de ricin şi alcool (diacetonă) în părți egale. Fiind compatibile cu cauciucurile naturale, care nu sunt afectate de temperaturile scăzute, aceste lichide sunt încă folosite în domenii specifice, deşi sunt corozive, volatile (datorită solventului), inflamabile, instabile în timp şi în raport cu variațiile de temperatură etc.

2.3.2. Lichide pe bază minerală

Datorită calităților lubrifiante, stabilității chimice şi costului relativ scăzut, aceste lichide sunt larg utilizate în sistemele hidraulice care lucrează în domeniul de temperatură cuprins între -54 şi 135^{0}C. În aeronautica civilă şi în transmisiile hidraulice industriale expuse pericolului de incendiu, lichidele pe bază minerală sunt înlocuite frecvent cu lichide sintetice neinflamabile (esteri fosfatici sau silicici).

Gama de uleiuri minerale este foarte largă, producătorii oferind lichide din fiecare grupă de viscozitate. Tabelul 2.1 conține caracteristicile grupelor de viscozitate ale lichidelor funcționale industriale.

Tabelul 2.1. **Caracteristicile grupelor de viscozitate ale lichidelor funcționale industriale**

Nr. grupei	Calificativul	Viscozitatea la 50^{0}C	
		Grade Engler	Centistokes
1	Extrafluide	2	11
2	Foarte fluide	2-3	11-20
3	Fluide	3-4	20-29
4	Semifluide	4-5	29-37
5	Semiviscoase	5	37

Instalațiile hidraulice ale aeronavelor utilizează frecvent "lichidul hidraulic standard", care poate fi definit astfel (după norma AIR 3520/A -Franța): ulei mineral cu punct de curgere scăzut (< -60^{0}C), cu punct de inflamabilitate mai ridicat de 93^{o}C, cu indice de aciditate scăzut (< 0,1 mg hidroxid de potasiu pe gram), aditivat cu cel mult 20% amelioratori ai indicelui de viscozitate (de exemplu polimer metacrilic), cu 0,4 …0,6% tricrezilfosfat (pentru îmbunătățirea calităților lubrifiante), cu 2% antioxidant şi cu 100 p.p.m. colorant (roşu). Acest lichid se numeşte în Franța AIR 3520/A şi are următoarele echivalente: MIL H 5606 în S.U.A.; AMG 10 în Rusia; DTD 585 în Anglia, H 10 în România etc.; este foarte

stabil, netoxic, compatibil cu majoritatea elastomerilor sintetici, are un indice de viscozitate bun, dar este inflamabil.

2.3.3. Lichide neinflamabile pe bază de apă

Datorită unor neajunsuri majore (domeniu limitat de temperatură, viscozitate şi proprietăţi lubrifiante foarte reduse, corozivitate) apa este folosită îndeosebi pentru acţionarea unor utilaje "calde", mari consumatoare de lichid, cum sunt presele hidraulice, sau a utilajelor alimentare. Ameliorarea proprietăţilor apei se poate obţine prin amestecare cu ulei sau poliglicoli.

Emulsiile de ulei în apă conţin între 1 şi 10% ulei mineral, care îmbunătăţeşte proprietăţile lubrifiante ale apei şi îi limitează agresivitatea chimică. Aceste emulsii au un indice de viscozitate bun şi sunt compatibile cu elastomerii şi vopselele uzuale, fiind întrebuinţate pe maşini-unelte.

În emulsiile de apă în ulei, ponderea acesteia este mărită la 50…60%, asigurând un indice de viscozitate ridicat (circa 140) şi compatibilitatea cu elastomerii şi vopselele curente, dar proprietăţile lubrifiante rămân modeste; sunt folosite îndeosebi în instalaţiile hidraulice ale utilajelor miniere, la presiuni ridicate (uzual 400 bar).

Soluţiile de poliglicoli în apă conţin apă în proporţie de 35…65%; au calităţi lubrifiante bune şi un indice de viscozitate ridicat (circa 150), dar sunt incompatibile cu lichidele petroliere (formează precipitate chiar în prezenţa unor urme de ulei mineral), cu zincul, cadmiul şi vopselele curente (cu excepţia celei vinilice); sunt întrebuinţate îndeosebi în marină. Vaporii de apă joacă rolul de estinctor, dar prezenţa apei limitează mult domeniul de temperatură; peste 60^0C apa se evaporă intens, lichidul pierzându-şi caracterul ignifug.

2.3.4. Lichide sintetice

Necesitatea măririi siguranţei sistemelor hidraulice şi a creşterii temperaturii lor maxime de funcţionare, corespunzător cerinţelor aeronauticii moderne a generat cercetări intense pentru crearea lichidelor funcţionale sintetice "neinflamabile" şi a celor "de înaltă temperatură". Dintre lichidele utilizate sau numai studiate se analizează cele mai cunoscute.

Esterii acizilor organici sunt lichide de înaltă temperatură dar nu sunt rezistente la foc; au punctul de inflamabilitate cuprins între 160 şi 200^0C, dar se comportă nesatisfăcător la temperaturi scăzute şi sunt incompatibile cu anumiţi elastomeri. Iniţial au fost utilizaţi ca lubrifianţi sintetici şi ca lichide funcţionale în sistemele de comandă ale motoarelor termice; în prezent ele sunt întrebuinţate pe unele avioane supersonice civile.

Compuşii organici halogenaţi (floruraţi sau cloruraţi) sunt neinflamabili, dar au un cost extrem de ridicat, densitate mare, indice de viscozitate redus şi suportă greu aditivii, astfel că în prezent sunt întrebuinţaţi rar.

Siliconii sunt lichide neinflamabile de înaltă temperatură (pot lucra până la 315^0C); indicele lor de viscozitate este ridicat, dar au proprietăți lubrifiante slabe, spumează intens, sunt insensibili la aditivi şi scumpi; în plus, au un modul de elasticitate redus şi o comportare specială în lagăre (sunt lichide nenewtoniene).

Esterii fosfatici au calități lubrifiante bune, indice de viscozitate foarte mare (circa 240), punct de inflamabilitate ridicat (circa 260^0C), dar au densitate relativă mare (circa 1,08), sunt sensibili la forfecare şi toxici. Instabilitatea elastomerilor corespunzători (butilii, până la 70 - 80^0C şi etilenpropilenele, până la 100^0C) limitează temperatura lor de utilizare la circa 100^0C. Aceste lichide pot fi considerate neinflamabile, dar nu şi lichide de înaltă temperatură; sunt larg întrebuințate pe avioanele civile şi pe nave, precum şi în numeroase instalații hidraulice industriale expuse pericolului de incendiu (de exemplu cele miniere). Un exemplu tipic de ester fosfatic este lichidul SKYDROL 500 A, utilizat pe avioanele BOEING.

Silicații (ortosilicatesterii şi polixiloxanii) pot fi utilizați între -40^0C şi 150^0C; marele lor defect îl constituie sensibilitatea față de apă şi aer, în prezența cărora produc precipitate şi cristale, mai ales la cald. Această sensibilitate impune precauții severe în concepția, umplerea şi întreținerea sistemelor; sunt lichide de înaltă temperatură, dar nu sunt neinflamabile, deşi prezintă un bun nivel de securitate față de incendii. Din această categorie face parte lichidul ORONITE 8515 A utilizat în instalația hidraulică a avionului supersonic de pasageri CONCORDE.

Lichidele de temperatură foarte mare sunt necesare avioanelor şi rachetelor hipersonice, a căror încălzire dinamică este considerabilă. Sunt studiate în acest scop metalele lichide testate deja în circuitele primare ale reactoarelor nucleare, mercurul, sodiul, potasiul, aliaje de plumb şi bismut etc. Se încearcă de asemenea folosirea gazelor de combustie pentru dirijarea vehiculelor spațiale, deşi temperatura lor este foarte ridicată şi conțin mari cantități de contaminanți solizi (alumină).

2.3.5. Lichide funcționale produse sau utilizate în țara noastră

Tabelul 2.2 conține caracteristicile unor lichide funcționale produse în țara noastră, conform standardelor în vigoare. Toate aceste lichide sunt elaborate pe bază de petrol.

În țara noastră se întrebuințează şi alte lichide funcționale: AMG 10 (în instalațiile hidraulice ale avioanelor militare), SKYDROL 500 A (pe avioanele BAC 1-11, ROMBAC şi BOEING 707) AIR 3520A pe elicopterele PUMA şi ALOUETTE etc.

Tabelul 2.2 **Caracteristicile unor lichide hidraulice produse în România**

1. Uleiuri hidraulice pentru solicitări uşoare (STAS 9506-74)

Caracteristicile uleiului	Tipul uleiului					
	H 19	H 35	H 57	H 72	H 230	Met. de analiză STAS
Viscozitate cinematică, la 50^0C, cSt	19-23	35-40	57-65	72-80	230-240	117-66
Viscozitate convențională la 50^0C, ^{0}E	2.8-3.2	4.7- 5.3	7.5-8.5	9.5-10.5	30-32	117-66
Indice de Viscozitate, IV,min	95	95	90	90	85	55-70
Densitate relativă la 15^0C, max	0.89	0.895	0.900	0.905	0.915	35-72
Punct de curgere, ^{0}C,max	-20	-20	-12	-12	0	39-56
Punct de anilină, ^{0}C min	95	95	95	95	95	178-74
Acțiune corozivă pe lama de cupru, 3 ore la 100 ^{0}C, max	1b	1b	1b	1b	1b	40-73
Tendință de spumare la 24^0C, cm^3, max.	15	45	15	15	15	7423-70
Presiune maximă de utilizare, bar	50	50	50	50	50	-

2. Uleiuri hidraulice aditivate (STAS 9691-80)

Caracteristicile uleiului	Tipul uleiului						
	H 12	H 20	H 30	H 38	LHD	H 10 W 30	Met. de analiză STAS
Viscozitate cinematică, la 50^0C, cSt	12	20	30	38	23	45	117-66
Viscozitate convențională, la 50^0C, ^{0}E	2-2.3	2.8-3.2	3.9-4.3	4.9-5.4	2.8-3.2	5.1-6.1	117-66
Indice de viscozitate, IV, min	95	95	95	95	100	125	55-70
Densitate relativă la 15^0C, max	0.900	0.900	0.905	0.905	0.870	0.905	35-72
Punct de curgere, ^{o}C, max	-35	-35	-30	-25	-30	-25	39-56
Punct de anilină, ^{o}C min	-	-	-	-	90	-	178-74
Acțiune corozivă pe lama de cupru, 3 ore la 100^0C, max	1b	1b	1b	1b	1b	1	40-73
Tendință de spumare la 24^0C, cm^3, max.	20	20	30	30	40	30	7423-70
Presiune maximă de utilizare, bar	300	300	300	300	300	300	-

Tabelul 2.2 (continuare)

3. Uleiuri hidraulice aditivate pentru solicitări mari (EP)

Caracteristicile uleiului	Tipul uleiului						
	H 9EP	H 16EP	H 25EP	H 36EP	H 50EP	H 69EP	Met. de ana-liză STAS
Viscozitate cinematică, la 50^0C, cSt	9	16	25	36	50	68	117-66
Indice de viscozitate, IV, min	95	95	95	95	95	95	55-70
Punct de curgere, ^{o}C, max	-40	-25	-25	-15	-15	-12	39-56
Punct de inflamabilitate, ^{o}C, min	95	95	95	95	95	95	178-49
Acțiune corozivă pe lama de cupru, 3 ore la 100^0C, max	1b	1b	1b	1b	1b	1b	40-73
Timp de dezemulsionare pentru 40-40-0 cm^3, minute, max	15	15	20	30	45	30	56-70
Stabilitate la oxidare, minute, max.	150	150	150	150	150	150	8930-71
Tendință de spumare la 24^0C, cm^3, max.	50	50	50	50	50	50	7423-70
Rezistență la presiuni ridicate pe mașina cu 4 bile: diametrul de uzură (20daN,100min), mm,max	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	8618-70

3

ELEMENTE DE MECANICA FLUIDELOR SPECIFICE TRANSMISIILOR HIDRAULICE

3.1. PARTICULARITĂȚI ALE UTILIZĂRII LEGILOR ŞI ECUAȚIILOR GENERALE DIN MECANICA FLUIDELOR

Proiectarea raţională a elementelor transmisiilor hidraulice şi asocierea lor corectă necesită cunoaşterea legilor şi a ecuaţiilor care descriu mişcarea fluidelor în domeniile specifice acestor sisteme.

Evoluţia unei particule fluide într-un domeniu dat poate fi definită complet cu ajutorul a şapte parametri: coordonatele centrului său de greutate în raport cu un sistem de referinţă arbitrar, presiunea, densitatea, temperatura şi viscozitatea. Sunt deci necesare şapte ecuaţii independente pentru a exprima fiecare parametru ca o funcţie de timp sau de ceilalţi parametri. Primele trei ecuaţii - de mişcare - rezultă din legea a doua a lui Newton aplicată după cele trei direcţii ale referenţialului adoptat. Dacă curgerea are caracter laminar, se utilizează ecuaţiile Navier-Stokes, iar în cazul mişcării turbulente se consideră sistemul Reynolds completat cu relaţii semiempirice. A patra ecuaţie - de continuitate - rezultă din legea conservării masei, iar legea conservării energiei (primul principiu al termodinamicii) furnizează a cincea ecuaţie. Ecuaţia de stare şi ecuaţia de variaţie a viscozităţii cu temperatura şi presiunea constituie ultimele două ecuaţii ale sistemului.

Ecuaţiile de mişcare sunt ecuaţii cu derivate parţiale neliniare; condiţiile la limită şi iniţiale complexe, corespunzătoare curgerilor reale întâlnite în tehnică, nu permit integrarea acestora decât în cazuri particulare relativ simple. Practic, pentru analiza regimului staţionar şi a celui tranzitoriu din circuitele energetice şi de comandă ale transmisiilor hidraulice, se utilizează ecuaţia continuităţii şi relaţia lui Bernoulli, corespunzătoare mişcărilor permanente, respectiv semipermanente, ţinând seama îndeosebi de rezistenţele hidraulice majore introduse intenţionat în circuite, în scopul reglării parametrilor funcţionali, deoarece acestea constituie rezistenţele dominante. Pierderile de sarcină relativ mici corespunzătoare elementelor de legătură (tuburi scurte, coturi, ramificaţii etc.) sunt considerate în special pentru dimensionarea conductelor de aspiraţie ale pompelor (în scopul evitării cavitaţiei) şi a racordurilor hidromotoarelor amplasate la distanţe mari de pompe.

Ecuaţiile Navier-Stokes sunt totuşi frecvent utilizate în calculul disipaţiilor volumice prin interstiţiile de mici dimensiuni ale elementelor hidraulice. Aceste mişcări, realizate între suprafeţele cvasiparalele situate la distanţe foarte mici în raport cu razele lor de curbură, sunt dominate de forţele de viscozitate şi pot fi considerate în numeroase cazuri mişcări pseudoplane de speţa a doua (Helle-

Shaw), ceea ce permite calculul distribuţiei presiunii şi vitezei medii în spaţiul dintre suprafeţe prin rezolvarea (de obicei numerică) a unei ecuaţii de tip Laplace ($\nabla^2 p = 0$).

Ecuaţiile Navier-Stokes sunt folosite şi în calculul pierderilor de presiune corespunzătoare rezistenţelor hidraulice introduse în circuite pentru amortizarea oscilaţiilor hidromecanice de mică amplitudine.

Efectul temperaturii asupra densităţii şi viscozităţii lichidelor este considerat îndeosebi în cazul curgerilor cu gradienţi termici mari, specifice lagărelor utilizate în construcţia maşinilor hidraulice volumice. În cazul mişcărilor cu gradienţi termici mici, influenţa temperaturii este introdusă în calcul numai prin evaluarea proprietăţilor lichidului la temperatura de funcţionare medie globală a sistemului. Astfel, legea conservării energiei se reduce la relaţia lui Bernoulli, viscozitatea este considerată constantă, iar ecuaţia de stare include numai variaţia practic liniară a densităţii cu presiunea.

Prezentul capitol tratează particularităţile mişcării lichidelor prin conductele, orificiile şi interstiţiile specifice transmisiilor hidraulice.

3.2. MIŞCAREA ÎN CONDUCTE

3.2.1. Mişcarea laminară

Curgerea permanentă în conductele circulare ale transmisiilor hidraulice este frecvent laminară, deoarece lichidele funcţionale au o vâscozitate relativ mare, diametrele conductelor sunt relativ mici, iar vitezele medii nu depăşesc uzual 5 m/s în scopul limitării şocurilor hidraulice provocate de elementele de distribuţie, reglare şi protecţie.

Se consideră o conductă circulară dreaptă orizontală, având diametrul D şi lungimea L, alimentată la presiune constantă, p_0, de un rezervor, printr-un confuzor continuu. La intrarea în conductă distribuţia vitezei este practic dreaptă, $v = v_0$ (fig. 3.1).

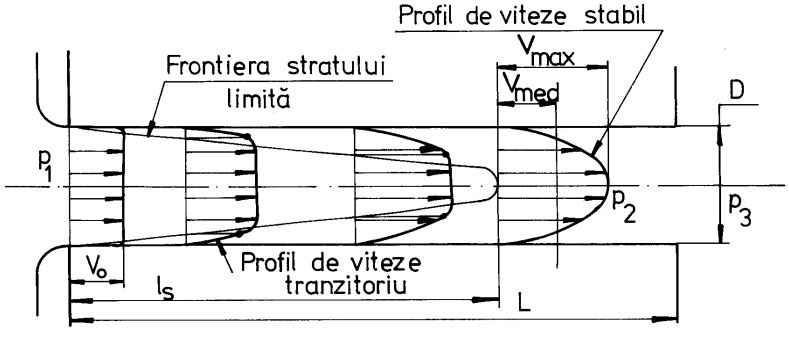


Fig. 3.1. Distribuţia vitezei în mişcarea laminară a unui fluid într-o conductă circulară dreaptă.

Datorită aderenței lichidului la peretele conductei şi viscozității, distribuția vitezei se modifică continuu, pe măsură ce lichidul pătrunde în conductă. Grosimea stratului de lichid în care are loc variația vitezei (stratul limită) creşte până când acesta atinge axul conductei, rezultând o distribuție parabolică (Hagen-Poiseuille) a vitezei, care se menține constantă de-a lungul conductei, până la intrarea în rezervorul aval, unde presiunea este menținută constantă, p_2.

Pentru un profil parabolic, viteza maximă are valoarea $v_{max} = 2v_{med} = 2v_0$, deci pe lungimea de stabilizare a profilului vitezei, l_s, raportul v_{max}/v_{med} variază între 1 şi 2. În figura 3.2 se prezintă variația mărimilor adimensionale (v_{max}/v_{med}) şi $2\,(p_0 - p_2) / (\rho v^2_{med})$ în funcție de mărimea adimensională $L / (D \cdot Re)$.

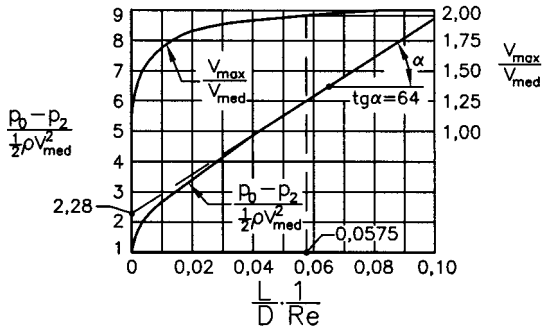


Fig. 3.2. Variația parametrilor cinematici şi dinamici adimensionali ai mişcării laminare în funcție de numărul L/(D·Re).

Dacă se admite că lungimea de stabilizare corespunde secțiunii în care viteza maximă este cu 1% mai mică decât viteza maximă finală, (v_{max}/v_{med}= 1,98) din grafic rezultă

$$l_s = 0{,}0575 \cdot D \cdot Re \tag{3.1}$$

La limita superioară a mişcării laminare (Re = 2000) este necesară o lungime de 115 diametre de conductă pentru stabilirea profilului de viteze parabolic.

Căderea de presiune în regiunea de tranziție este generată atât de forțele de inerție cât şi de forțele de viscozitate. Pentru conducte mai mici decât lungimea de stabilizare, căderea de presiune relativă poate fi aproximată cu relația lui Langhaar,

$$\frac{p_0 - p_2}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2_{med}} = 64 \frac{L}{D \cdot Re} + 2{,}28 \tag{3.2}$$

deci

$$p_0 - p_2 = \frac{128 \cdot \eta \cdot L \cdot Q}{\pi \cdot D^4}\left(1 + 0{,}0356\frac{D \cdot Re}{L}\right) \tag{3.3}$$

Primul termen corespunde forţelor de viscozitate (relaţia Hagen-Poiseuille), iar al doilea - forţelor de inerţie ale stratelor care sunt accelerate pe lungimea de tranziţie. Dacă muchia de intrare în conductă este ascuţită, coeficientul pierderii de sarcină locale are valoarea $\zeta = 0{,}5$, deci ultima relaţie devine

$$p_0 - p_3 = \frac{128 \cdot \eta \cdot L \cdot Q}{\pi \cdot D^4}\left(1 + 0{,}0434\frac{D \cdot Re}{L}\right) \tag{3.4}$$

În cazul conductelor circulare scurte, având intrarea şi ieşirea bruşte, se poate utiliza relaţia lui Shapiro, Siegel şi Keine,

$$p_0 - p_3 = \frac{\rho}{2} v_{med}^2\left(1{,}5 + 13{,}74\sqrt{\frac{L}{D \cdot Re}}\right) \tag{3.5}$$

valabilă pentru $L / (D \cdot Re) \le 0{,}001$.

Liniaritatea relaţiei dintre debit şi căderea de presiune, caracteristică tuturor mişcărilor laminare, este foarte utilă în calculul circuitelor hidraulice. Conductele circulare drepte având un diametru redus, numite uzual "tuburi capilare", sunt frecvent utilizate pentru mărirea rigidităţii lagărelor hidrostatice, în stabilizarea elementelor de reglare a presiunii şi debitului, pentru amortizarea oscilaţiilor motoarelor hidraulice volumice etc. Totuşi, mişcarea laminară este sensibilă la variaţiile de temperatură, care modifică viscozitatea lichidelor. Acest dezavantaj poate fi esenţial în unele aplicaţii şi nu poate fi evitat decât prin termostatarea sistemului.

În proiectare este necesar să se dimensioneze tuburile capilare astfel încât neliniaritatea corespunzătoare lungimii de stabilizare să fie neglijabilă. Pentru $L/D = 800$ (valoarea limită uzuală) şi $Re = 2000$, paranteza din relaţia (3.4) are valoarea 1,11, deci utilizarea relaţiei Hagen-Poiseuille în locul acestei relaţii introduce o eroare mai mică de 11%. Dacă se limitează eroarea de calcul la 10% rezultă

$$0{,}434\frac{D \cdot Re}{L} \le 0.1 \tag{3.6}$$

sau

$$\frac{L}{D} \ge 0{,}434 \cdot Re \tag{3.7}$$

O regulă practică pentru dimensionarea tuburilor capilare este $L/D \ge 400$. Totuşi rapoarte mult mai mici sunt satisfăcătoare la numere Reynolds mici, specifice îndeosebi curgerilor alternative de frecvenţă mare.

Tuburile capilare pot fi realizate şi prin introducerea presată a unui şurub cu profil triunghiular sau dreptunghiular într-o bucşă cilindrică circulară. Raza de dispunere a canalului astfel format este mult mai mare decât dimensiunea sa caracteristică, permiţând calculul pierderii de presiune corespunzătoare cu ajutorul relaţiilor stabilite pentru tuburile drepte. Astfel, în cazul unei conducte cu secţiunea dreptunghiulară, de lăţime b şi înălţime h, (b ≥ h),

$$Q = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \cdot \left(1 - \frac{192 \cdot h}{\pi^5 \cdot b} \operatorname{th} \frac{\pi \cdot b}{2 \cdot h}\right) \cdot (p_1 - p_2) \tag{3.8}$$

Dacă b = h (conductă pătrată),

$$Q = \frac{b^4}{28{,}4 \cdot \eta \cdot L} \cdot (p_1 - p_2) \tag{3.9}$$

Pentru o conductă având secţiunea de forma unui triunghi echilateral cu latura b,

$$Q = \frac{b^4}{185 \cdot \eta \cdot L} \cdot (p_1 - p_2) \tag{3.10}$$

În aceste relaţii L reprezintă lungimea conductei drepte sau lungimea desfăşurată a tubului curbat. Evaluarea regimului de curgere prin conducte cu secţiuni necirculare se face pe baza diametrului hidraulic, dar trebuie considerată aproximativă; în cazul sistemelor importante sunt necesare verificări experimentale sistematice.

Observaţie. Legea Hagen-Poiseuille este stabilită şi se verifică experimental în cazul curgerii laminare izoterme; curgerile tehnice se realizează cu variaţii de temperatură datorită cărora coeficientul pierderilor de sarcină liniare variază practic în intervalul

$$\frac{64}{Re} \le \lambda \le \frac{75}{Re} \tag{3.11}$$

3.2.2. Mişcarea turbulentă

Modelul curgerii turbulente în conducte şi ecuaţiile corespunzătoare se bazează în mare măsură pe observaţii experimentale. La intrarea într-o conductă circulară (fig. 3.3) stratul limită este laminar, dar devine turbulent la mică distanţă, cu excepţia unui substrat laminar subţire.

Grosimea stratului limită turbulent creşte spre centrul conductei pe o lungime de stabilizare (tranziţie) cuprinsă între 25 şi 40 de diametre; se stabileşte o distribuţie de viteze aplatisată ($v_{max} \cong 1{,}2 \cdot v_{med}$), care se menţine pe toată lungimea conductei. Căderea de presiune poate fi evaluată cu relaţia echivalentă a lui Darcy

$$p_1 - p_2 = \lambda \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{L}{D} v_{med}^2 \tag{3.12}$$

coeficientul pierderilor de sarcină liniare, λ, depinzând de numărul Re şi de rugozitatea pereţilor conductei. Căderea de presiune adiţională corespunzătoare lungimii de stabilizare este de circa $0{,}09 \cdot \rho \cdot v_{med}^2 / 2$ şi poate fi neglijată în majoritatea calculelor.

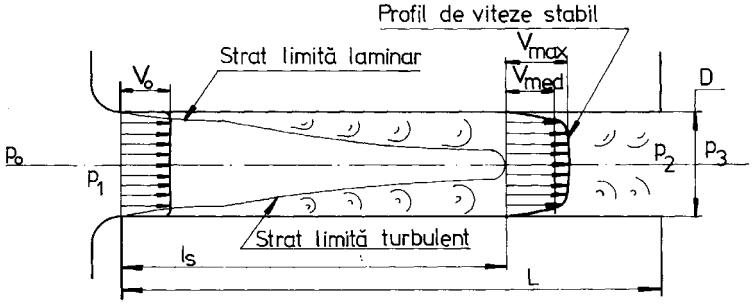


Fig. 3.3. Distribuţia vitezei în mişcarea turbulentă a unui fluid într-o conductă circulară dreaptă.

Conductele metalice întrebuinţate în transmisiile hidraulice sunt executate din oţeluri carbon sau inoxidabile, trase la cald sau la rece, au frecvent caracteristici geometrice şi mecanice garantate şi sunt supuse unor operaţii complexe, mecanice si chimice, de îndepărtare a oxizilor formaţi în cursul laminării şi prelucrărilor ulterioare (tăiere, îndoire, sudare). Rugozitatea astfel obţinută este relativ mică şi nu creşte în timp, deci din punct de vedere hidraulic conductele transmisiilor hidraulice pot fi considerate "netede". Coeficientul λ se poate calcula cu relaţia lui Blasius:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} \tag{3.13}$$

valabilă pentru $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$, sau cu relaţia lui Prandtl-Kármán

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg Re \sqrt{\lambda} - 0{,}8$$

utilizabilă în domeniul $3 \cdot 10^3 < Re < 10^7$.

Aceste formule sunt reprezentate în figura 3.4. Relaţiile lui Darcy şi Blasius pot fi combinate sub forma

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{p_1 - p_2}{L} = 0{,}242 \cdot L \frac{\rho^{0{,}75} \cdot \eta^{0{,}25}}{D^{4{,}75}} Q^{1{,}75} \tag{3.14}$$

În figura 3.5 sunt reprezentate în coordonate logaritmice curbele $\Delta p/L(Q)$ pentru câteva diametre uzuale de conductă, conform relaţiilor Hagen-Poiseuille şi

Blasius. S-a considerat un ulei mineral cu densitatea $\rho = 905$ kg/cm^3 şi viscozitatea $\nu = 30 \cdot 10^{-6}$ m^2/s (H30).

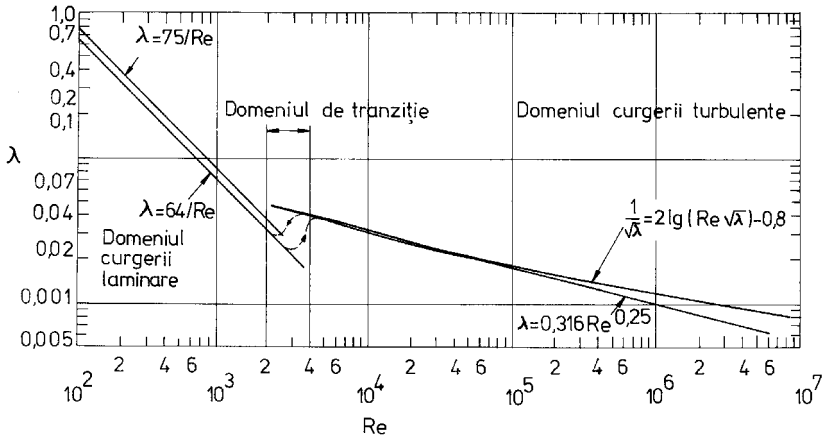


Fig. 3.4. Variaţia coeficientului lui Darcy în funcţie de numărul Reynolds pentru conducte netede.

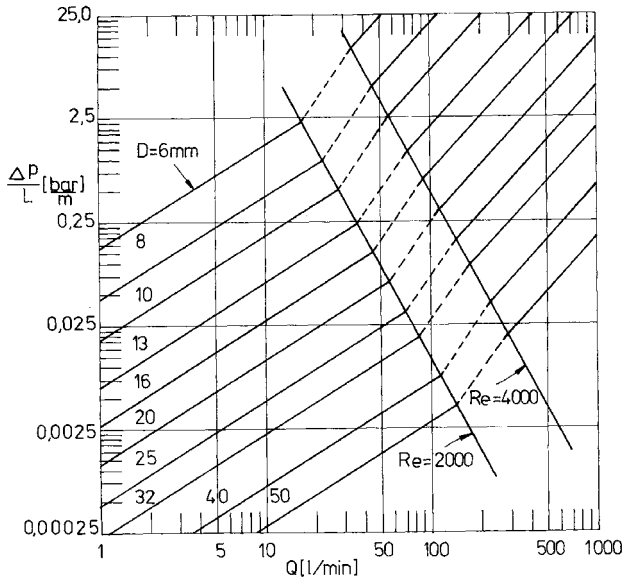


Fig. 3.5. Variaţia căderii de presiune specifice în funcţie de debit pentru conductele uzuale ale transmisiilor hidraulice.

Diagrama evidenţiază creşterea gradientului presiunii în regiunea curgerii turbulente faţă de regiunea curgerii laminare. Este deci de dorit ca mişcarea să fie laminară, dar această condiţie conduce uzual la diametre mari. Căderea de presiune specifică admisă curent este de circa 0,25 bar/m.

Pierderile de presiune generate de mişcările turbulente în conductele de secţiune necirculară pot fi evaluate cu relaţia lui Darcy, înlocuind diametrul geometric cu cel hidraulic. În calcule aproximative se poate considera $\lambda \cong 0{,}025$.

3.3. CURGEREA LICHIDELOR PRIN ORIFICII ŞI FANTE

Orificiile şi fantele constituie un mijloc de bază pentru reglarea parametrilor funcţionali ai transmisiilor hidraulice şi pentru asigurarea stabilităţii lor.

În acest paragraf se prezintă caracteristicile de regim staţionar ale principalelor tipuri de orificii şi fante cu secţiune fixă sau variabilă; practica sistemelor hidraulice a consacrat pentru aceste rezistenţe hidraulice denumirea de "drosele".

La numere Re mari curgerea este turbulentă, căderea de presiune pe orificii şi fante determinând accelerarea particulelor fluide. La numere Re mici căderea de presiune este provocată de eforturile tangenţiale corespunzătoare viscozităţii.

3.3.1. Curgerea turbulentă

Majoritatea curgerilor prin orificiile şi fantele utilizate pentru reglarea transmisiilor hidraulice se produc la numere Re mari şi sunt considerate "turbulente", deşi termenul nu are aceeaşi semnificaţie ca în cazul conductelor.

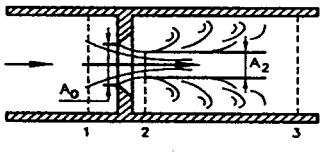


Fig. 3.6. Curgerea turbulentă printr-un orificiu circular cu muchie ascuţită.

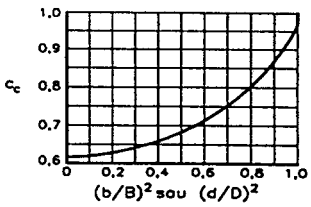


Fig. 3.7. Variaţia coeficientului de contracţie al fantelor (orificiilor) în funcţie de lăţimea (deschiderea) relativă.

Se consideră un orificiu circular cu muchie ascuţită (fig. 3.6); particulele de fluid sunt accelerate între secţiunile 1 şi 2 cu pierderi mici de energie, mişcarea fiind practic potenţială. Aria secţiunii transversale a jetului este mai mică decât aria orificiului, datorită inerţiei particulelor de fluid. Secţiunea de arie minimă a jetului se numeşte "contractată" sau "vena contracta". Raportul dintre aria acestei secţiuni, A_2, şi aria orificiului, A_0, se numeşte coeficient de contracţie:

$$c_c = \frac{A_2}{A_0} \tag{3.15}$$

Accelerarea fluidului începe la o distanţă egală cu raza orificiului în amonte de acesta, iar secţiunea contractată este situată la aceeaşi distanţă în aval de muchia ascuţită, deci fluidul este accelerat pe o distanţă totală egală cu diametrul orificiului.

Pentru o fantă de lăţime b, cele două distanţe caracteristice sunt egale cu b/2.

Între secţiunile 2 şi 3 curgerea este turbulentă, producându-se un amestec violent între jet şi lichidul din aval de orificiu. Energia cinetică acumulată de lichid prin accelerare nu se mai recuperează, ci se transformă într-o creştere a energiei interne, astfel că presiunile p_2 şi p_3 sunt egale, deşi vitezele medii corespunzătoare diferă; astfel zona din aval de orificiu poate fi considerată o evazare bruscă.

Pentru determinarea caracteristicii orificiului, se aplică relaţia lui Bernoulli între secţiunile 1 şi 2:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}+\frac{p_1}{\rho g}=\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}+\frac{p_2}{\rho g}+\zeta_{1-2}\frac{v_2^2}{2g} \tag{3.16}$$

unde α_1 si α_2 sunt coeficienţii lui Coriolis, iar $\zeta_{1\text{-}2}$ - coeficientul pierderii de sarcină locale în zona de accelerare. Din ecuaţia de continuitate rezultă:

$$v_1=\frac{Q}{A_1}=\frac{A_2 v_2}{A_1}=c v_2\frac{A_0}{A_1} \tag{3.17}$$

Admiţând că $\alpha_1 \cong \alpha_2 \cong 1$, se poate calcula viteza medie în secţiunea contractată:

$$v_2=\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)}\cdot\frac{1}{\sqrt{1+\zeta_{1-2}-\frac{c_c^2\cdot A_0^2}{A_1^2}}}=v_{2t}\cdot c_v \tag{3.18}$$

Datorită viscozităţii această viteză este mai mică decât cea teoretică,

$$v_{2t}=\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)} \tag{3.19}$$

coeficientul de viteză,

$$c_v=\frac{v_2}{v_{2t}}=\frac{1}{\sqrt{1+\zeta_{1-2}-\frac{c_c^2\cdot A_0^2}{A_1^2}}} \tag{3.20}$$

fiind subunitar, dar foarte apropiat de unitate: $c_v \cong 0{,}97 \ldots 0{,}98$. Caracteristica de regim staţionar a orificiului poate fi scrisă sub forma:

$$Q = c_d \cdot A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} \tag{3.21}$$

în care produsul

$$c_d = c_c \cdot c_v \tag{3.22}$$

este coeficientul de debit al orificiului. O formă echivalentă a caracteristicii orificiului se bazează pe un coeficient global de pierderi de sarcină ζ:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \zeta \frac{v_0^2}{2g} = \zeta \frac{Q^2}{2 \cdot g \cdot A_0^2} \tag{3.23}$$

Comparând relațiile (3.21) şi (3.23) rezultă:

$$\zeta = \frac{1}{c_d^2} \tag{3.24}$$

Utilizând metoda transformărilor conforme, von Mises a determinat valoarea teoretică a coeficientului de contracție pentru o fantă de lățime b şi lungimea a >> b în funcție de raportul b/B, în care B este lățimea conductei în care este amplasată fanta:

$$c_c = \frac{1}{1 + \frac{2}{\pi}\left(\frac{B}{b \cdot c_c} - \frac{b \cdot c_c}{B}\right) \cdot \operatorname{arctg} \frac{b \cdot c_c}{B}} \tag{3.25}$$

Această relație, reprezentată în figura 3.7, poate fi întrebuințată şi pentru orificii cu muchie ascuțită, raportul b/B fiind înlocuit cu raportul d/D. Se constată experimental că valoarea teoretică limită a coeficientului de contracție,

$$c_{c0} = \frac{\pi}{\pi + 2} = 0{,}611 \tag{3.26}$$

poate fi utilizată pentru toate orificiile şi fantele cu muchie ascuțită, indiferent de geometria acestora, dacă $A_0 << A_1$ şi mişcarea este turbulentă.

Orificiile circulare cu muchie ascuțită sunt utilizate îndeosebi datorită certitudinii caracteristicii de regim staționar şi invarianței coeficientului de debit în raport cu temperatura, dar sunt scumpe.

Orificiile lungi sunt mult mai răspândite datorită simplității execuției. Coeficientul lor de debit poate fi calculat cu relația

$$c_d = \frac{1}{\left(1{,}5 + 13{,}74\sqrt{\frac{L}{D \cdot Re}}\right)^{0{,}5}} \tag{3.27}$$

dacă

$$D\frac{Re}{L} > 50$$

şi cu relaţia

$$c_d = \frac{1}{\left(2{,}28 + 64\frac{L}{D \cdot Re}\right)^{0,5}} \tag{3.28}$$

pentru

$$D\frac{Re}{L} < 50\,.$$

Aceste formule sunt reprezentate în figura 3.8 şi provin din compararea relaţiilor (3.16) şi (3.19) cu relaţia (3.21); ele sunt aproximative, dar satisfac cerinţele proiectării.

Fig. 3.8. Variaţia coeficientului de debit al unui orificiu lung în funcţie de parametrul adimensional D · Re/L (numărul Reynolds echivalent).

Fig. 3.9. Variaţia coeficientului de debit al unui orificiu cu muchie ascuţită în funcţie de $\sqrt{Re}$.

3.3.2. Curgerea laminară

La căderi mici de presiune sau temperaturi scăzute numărul Re poate fi suficient de mic pentru ca mişcarea prin orificii şi fante să devină laminară. Acest regim apare în special în cazul rezistenţelor hidraulice introduse în circuite pentru amortizarea oscilaţiilor de mică amplitudine. Numărul Re definit prin relaţia

$$Re = \frac{\rho \cdot Q \cdot D_h}{\eta \cdot A_0} \tag{3.29}$$

în care D_h este diametrul hidraulic, oferă doar o imagine aproximativă asupra influenței forțelor de inerție în raport cu cele de viscozitate, curgerea depinzând în mare măsură de geometria deschiderii. Pentru un orificiu circular, diametrul hidraulic este egal cu cel geometric, iar în cazul unei fante dreptunghiulare de lungime a şi înălțime b,

$$D_h = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2(a+b)} \cong 2 \cdot b \tag{3.30}$$

Deşi analiza care a condus la caracteristica orificiilor sub forma (3.21) nu este valabilă la numere Re mici, au fost făcute încercări de extindere a acestei relații în domeniul mişcării laminare, prin reprezentarea coeficientului de debit în funcție de numărul Re. În figura 3.9 se prezintă o curbă tipică de acest gen.

Numeroase cercetări au arătat că la Re < 10, c_d este proporțional cu $\sqrt{Re}$,

$$c_d = \delta \cdot \sqrt{Re}\,. \tag{3.31}$$

Mărimea δ se numeşte "coeficient de debit laminar" şi depinde de geometria domeniului de mişcare. Din relațiile (3.29), (3.31) şi (3.21) rezultă:

$$Q = \frac{2 \cdot \delta^2 \cdot D_h \cdot A_0}{\eta}(p_1 - p_2) \tag{3.32}$$

Expresiile debitului teoretic prin orificiile circulare, respectiv fante dreptunghiulare, au fost determinate de Wuest:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^3}{50{,}4 \cdot \eta}(p_1 - p_2) \tag{3.33}$$

$$Q = \frac{\pi \cdot a \cdot b^2}{32 \cdot \eta}(p_1 - p_2) \tag{3.34}$$

Egalând relația (3.32) cu relația (3.33), respectiv cu relația (3.34), se obține δ = 0,2 pentru orificii rotunde cu muchie ascuțită şi δ = 0,157 pentru fante dreptunghiulare cu muchie ascuțită.

Viersma reprezintă aproximativ coeficientul de debit prin două asimptote (figura 3.9): cea definită de relația (3.31), pentru mişcarea laminară şi dreapta c_d = 0,611, pentru mişcarea turbulentă. Numărul Re de tranziție, Re_t, este definit de punctul de intersecție al celor două asimptote:

$$Re_t = (0{,}611/\delta)^2 \tag{3.35}$$

Pentru δ = 0,2 rezultă Re_t = 9,3; Re_t creşte când δ scade.

În analiza comportării dinamice a sistemelor hidraulice este necesar să se evalueze coeficientul $\Delta Q / \Delta(p_1 - p_2)$ pentru cădere de presiune nulă. Dacă

curgerea este considerată turbulentă, din relația (3.21) rezultă pentru acest coeficient o valoare infinită. În realitate, la căderi mici de presiune curgerea este laminară şi coeficientul menționat are o valoare finită, calculabilă cu relația (3.32). Utilizarea relațiilor prezentate fără evaluarea regimului de curgere poate conduce la erori importante.

3.3.3. Rezistențe hidraulice variabile

Droselele variabile se realizează prin acoperirea unui orificiu sau a unei fante cu ajutorul unui obturator mobil care poate fi poziționat precis. În figurile 3.10 ... 3.20 se prezintă caracteristicile geometrice şi hidraulice ale tipurilor uzuale de rezistențe hidraulice variabile. Cel mai utilizat element din această categorie este format dintr-o bucşă prevăzută cu două degajări (camere) toroidale interioare şi un obturator (sertar) cilindric, prevăzut cu o degajare toroidală (fig.3.10).

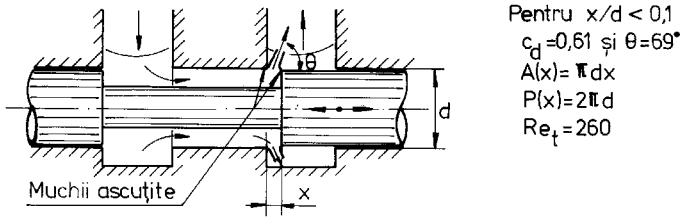


Fig. 3.10. Drosel cu sertar cilindric.

Deplasarea axială a sertarului creează o fantă inelară de lățime variabilă. La deschideri mici (x/d < 0,1), în regim turbulent, coeficientul de debit este practic constant, c_d = 0,61, dacă muchiile între care se produce curgerea sunt ascuțite.

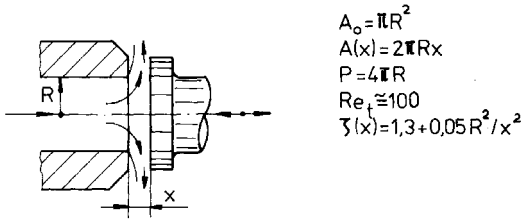
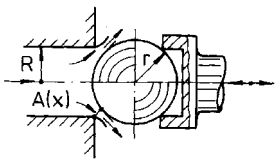


Fig. 3.11. Drosel cu obturator plan.

Tranziția de la curgerea laminară la cea turbulentă se produce la $Re_t \cong 260$. Unghiul θ, format de jetul axial-simetric cu axa sertarului este de cca 69°. Acest tip de drosel este larg întrebuințat în construcția distribuitoarelor, supapelor şi a altor elemente ale transmisiilor hidraulice, datorită simplității constructive şi forței de comandă relativ mici. În poziția închis, forța necesară pe sertar este nulă, avantaj major în comparație cu alte tipuri de drosele.

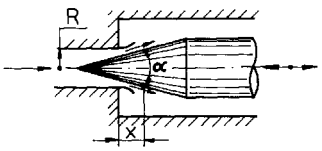
Obturatorul plan şi cel sferic (fig. 3.11 şi 3.12) sunt întâlnite frecvent în structura supapelor de limitare a presiunii şi servovalvelor electrohidraulice.

Droselul cu "ac" (fig. 3.13) permite reglarea fină a secţiunii de curgere, fiind folosit îndeosebi la reglarea vitezei motoarelor hidraulice volumice, pentru frânarea acestora la cap de cursă, ca amortizor de oscilaţii etc.



$r \cong 1{,}3R$
$A_o = \pi R^2$
$A(x) \cong 1{,}5\pi Rx$
$P(x) \cong 4\pi R$
$Re_t \cong 100$
$\zeta(x) = 0{,}5 + 0{,}066R^2/x^2$

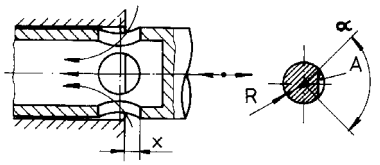
Fig. 3.12. Drosel cu obturator sferic.



$A_o = \pi R^2$
$A(x) = \pi x \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\left(2R - x\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)$
$P(x) = 2\pi\left(2R - x\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)$
$Re_t \cong 100$
$\zeta(x) = 0{,}5 + 0{,}15\,A_o^2/A^2(x)$
pentru $A(x)/A_o \leq 0{,}1$

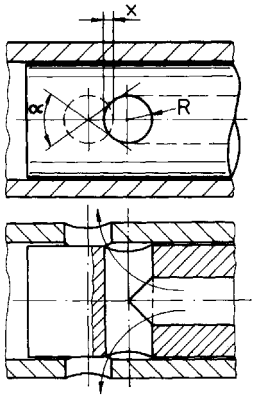
Fig. 3.13. Drosel cu obturator conic (ac)

În figurile 3.14 ... 3.18 sunt schiţate câteva tipuri de rezistenţe hidraulice variabile realizate cu orificii circulare şi fante dreptunghiulare, pentru care coeficientul ζ este reprezentat în figura 3.19 în funcţie de deschiderea relativă A/A_0.



$A(x) = NR^2 \arccos\frac{R-x}{R} - (R-x)\sqrt{2Rx-x^2}$
sau
$A(\alpha) = R^2(\alpha - \sin\alpha)/2$,
α-radiani
$P(\alpha) = R(\alpha + 2\sin\alpha/2)$
Coeficientul ζ conf. curbei 1
din fig. 3.19

Fig. 3.14. Drosel cu orificii radiale în sertar cilindric tubular.



$A(x) = 2\left[R^2 \arccos(1-x/2R) - (R-x/2)\sqrt{Rx-x^2/4}\right]$
$A(\alpha) = R^2(\alpha - \sin\alpha)$, α-radiani
$L(\alpha) = 2R\alpha$
Coeficientul ζ conf. curbei 1 din fig. 3.19

Fig. 3.15. Drosel cu găuri radiale în sertar cilindric şi în bucşă.

Coeficientul pierderii de sarcină locală corespunzător droselului cu crestături depinde numai de numărul Re (fig. 3.20).

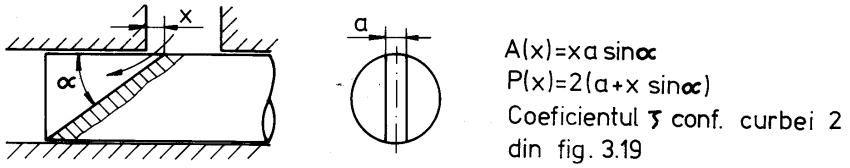


Fig. 3.16. Drosel cu fantă dreptunghiulară în sertar cilindric.

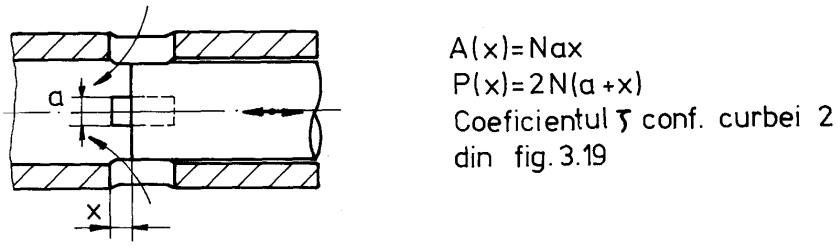


Fig. 3.17. Drosel cu sertar cilindric şi fante dreptunghiulare în bucşă.

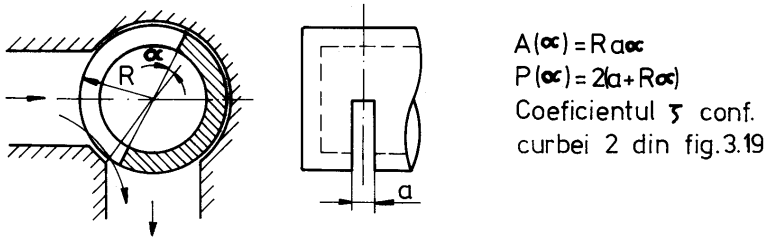


Fig. 3.18. Drosel cu fantă dreptunghiulară în sertar cilindric tubular rotativ.

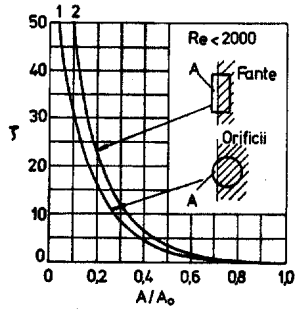


Fig. 3.19. Variația coeficientului ζ în funcție de deschiderea relativă a fantelor orificiilor.

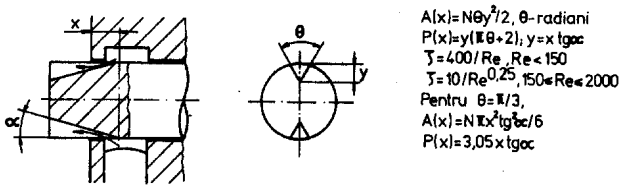


Fig. 3.20. Drosel cu crestături triunghiulare.

3.3.4. Fenomenul de obliterare

Se constată experimental că la cădere de presiune constantă, debitul unei fante sau al unui orificiu de mici dimensiuni scade treptat; fenomenul, numit "obliterare", depinde de geometria şi dimensiunile deschiderii, de natura, temperatura şi gradul de contaminare al lichidului şi de materialul din care sunt confecţionaţi pereţii deschiderii.

Obliterarea poate fi provocată de aderenţa substanţelor coloidale (de exemplu gudroanele) şi a particulelor solide la pereţii deschiderii, dar ea se manifestă şi la lichidele funcţionale curate. În acest caz explicaţia fenomenului este de natură electrică. Orice lichid hidrostatic conţine molecule polarizate, iar pereţii metalici înmagazinează o mică cantitate de energie sub forma unui câmp electric exterior. Restrâns în apropierea pereţilor izolaţi, câmpul electric se extinde considerabil între doi pereţi apropiaţi, intensitatea sa fiind invers proporţională cu distanţa dintre aceştia. În timpul trecerii printr-o deschidere mică, moleculele polarizate aderă la pereţii acesteia, formând un strat a cărui grosime poate atinge 10 μm, cu proprietăţi fizice diferite de cele ale lichidului; practic ele reprezintă un mediu solid care poate rezista la diferenţe de presiune foarte mari (de ordinul zecilor de bar).

Stratul de molecule polarizate se formează imediat după aplicarea diferenţei de presiune; pe măsură ce se îngroaşă, el formează un ecran care micşorează intensitatea câmpului electric; astfel legătura dintre moleculele depărtate de pereţi slăbeşte, iar viteza de obliterare scade.

În figura 3.21 se prezintă variaţia în timp a debitului relativ, Q(t)/Q(0) al unor fante dreptunghiulare de lăţime constantă, alimentate la diferenţe de presiune constante cu lichid AMG 10.

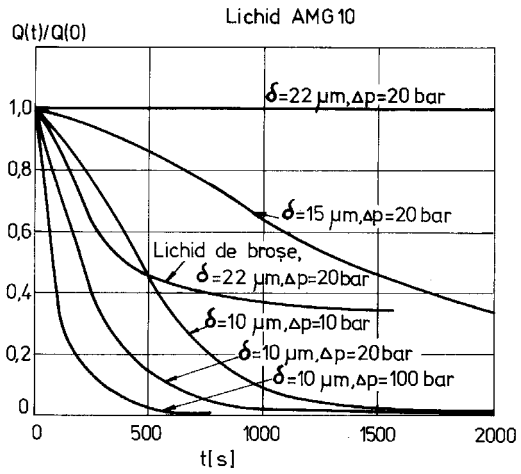


Fig. 3.21. Variaţia debitului relativ al unor fante dreptunghiulare de lăţime constantă în timp.

Curbele indică creşterea vitezei de obliterare la creşterea diferenţei de presiune aplicată unei fante; pentru o cădere de presiune constantă viteza de obliterare creşte la micşorarea deschiderii.

Fantele alimentate cu lichid hidraulic standard se înfundă complet dacă au lăţimea δ mai mică de 10 μm şi nu se înfundă de loc dacă deschiderea lor depăşeşte 22 μm. Alte lichide, ca de exemplu uleiul pentru broşe hidrostatice, se comportă diferit în aceleaşi condiţii (figura 3.21) deşi au la bază tot petrolul.

Diminuarea graduală a debitului se observă şi în cazul orificiilor circulare. Diametrul minim care asigură evitarea obliterării depinde în mare măsură de lichid. Pentru lichidul AMG 10 acest diametru este de 0,12 mm, iar pentru uleiul de broşe hidrostatice - 0,5 mm.

Mijlocul cel mai eficient de evitare a obliterării constă în îndepărtarea mecanică a stratului de molecule polarizate prin deplasarea relativă a pereţilor fantei. De exemplu, în cazul fantelor realizate între o bucşă şi un sertar cilindric, una dintre piese este rotită continuu (soluţie utilizată la servovalvele regulatoarelor electrohidraulice de turaţie şi putere produse de ICM Reşiţa în licenţă Neyrpic, pentru turbine hidraulice) sau este supusă unei mişcări de translaţie alternativă cu frecvenţă mare şi amplitudine mică (soluţie întrebuinţată la servovalvele electrohidraulice produse de firma MOOG-S.U.A.).

Stratul de molecule polarizate poate fi distrus aplicând orificiului sau fantei o diferenţă de presiune mai mare, dar obliterarea se produce din nou, cu o intensitate sporită.

În cursul proiectării şi încercării elementelor hidraulice care conţin fante şi orificii de mici dimensiuni trebuie să se prevadă soluţii de evitare sistematică a fenomenului descris.

Aplicaţia 3.1. Mişcarea laminară între două piese cilindrice circulare

Numeroase maşini şi elemente hidraulice conţin subansamble de tipul piston-cilindru circular drept (fig. A.3.1-1) etanşate numai prin jocul radial foarte mic (de ordinul micronilor sau zecilor de microni) dintre cele două piese. Alegerea jocului necesită, între alte elemente, calculul debitului scurs prin spaţiul inelar dintre piston şi cilindru. Deşi diferenţele de presiune care determină curgerea sunt curent de ordinul sutelor de bari, jocul foarte mic conferă curgerii un caracter laminar. În cazul general pistonul este amplasat excentric în alezaj. Debitul scurs printr-o fâşie delimitată de cele două suprafeţe şi de două plane meridiane care formează un unghi diedru $d\theta$ poate fi calculat cu relaţia corespunzătoare mişcării plane Poiseuille (fig. A.3.1-2),

$$Q = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot L}\left(p_1 - p_2\right) \tag{3.1.1}$$

în care b este lăţimea domeniului de curgere (plăcilor); L – lungimea plăcilor; h – distanţa dintre plăci; $\Delta p = p_1 - p_2$ – diferenţa de presiune sub care se produce curgerea.

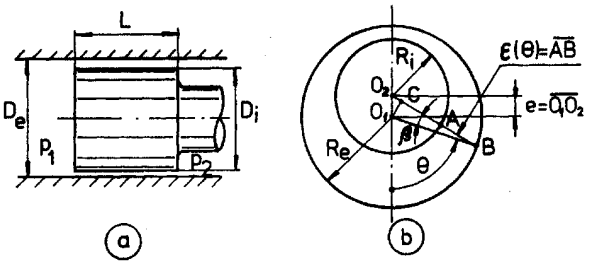


Fig. A.3.1-1. Elemente geometrice ale mişcării laminare între două piese cilindrice circulare.

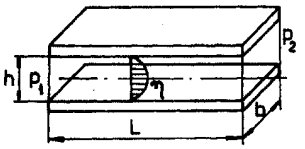


Fig. A.3.1-2. Mişcarea plană Poisseuille.

În cazul analizat se notează cu R_e – raza alezajului; R_i – raza pistonului; $D = R_e + R_i$ – diametrul mediu al domeniului de curgere; $j = R_e - R_i$ – jocul radial; $J = 2j$ – jocul diametral; L – lungimea pistonului.

Dacă piesele sunt concentrice (e = 0), $b \cong \pi \cdot D$ şi $h \cong j$, deci

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot j^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \Delta p = \frac{\pi \cdot D \cdot j^3}{96 \cdot \eta \cdot L} \Delta p \tag{3.1.2}$$

În cazul pieselor excentrice ($e \neq 0$),

$$dQ \cong \frac{R_e + R_i}{2} d\theta \frac{\varepsilon^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \Delta p \tag{3.1.3}$$

Din figura A.3.1-1,b se deduce

$$\varepsilon(\theta) \cong R_e \cos\beta + e\cos\theta - R_i \cong R_e - R_i + e\cos\theta = j + e\cos\theta \tag{3.1.4}$$

deci

$$Q = 2\int_0^{\pi} \frac{D \cdot \Delta p}{12 \cdot \eta \cdot L} (j + e \cdot \cos\theta)^3 d\theta, \tag{3.1.5}$$

sau

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot j^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{e^2}{j^2}\right) \Delta p = \frac{\pi \cdot D \cdot j^3}{96 \cdot \eta \cdot L} \left(1 + 6\frac{e^2}{J^2}\right) \Delta p \tag{3.1.6}$$

Valoarea maximă a excentricității este $e_{max} = j = J/2$, deci debitul maxim al interstițiului inelar este:

$$Q_{max} = 2{,}5 \frac{\pi \cdot D \cdot j^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \Delta p \tag{3.1.7}$$

Se constată că descentrarea pistonului provoacă creşterea debitului; dacă pistonul atinge cilindrul, debitul este de 2,5 ori mai mare decât în cazul în care este centrat. Se notează cu

$$\alpha = 1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{e^2}{j^2} \tag{3.1.8}$$

"coeficientul de excentricitate" ($1 \le \alpha \le 2{,}5$). Relația (3.4.6) devine

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot \alpha \cdot J^3}{96 \cdot \eta \cdot L} \Delta p \tag{3.1.9}$$

Aria de curgere dintre cei doi cilindri este $S = \pi \cdot D \cdot J/2$, deci ultima relație poate fi scrisă sub forma:

$$Q = \frac{S \cdot \alpha \cdot J^2}{96 \cdot \eta \cdot L} \Delta p \tag{3.1.10}$$

Debitul unei conducte circulare drepte de secțiune echivalentă, $S = \pi \cdot d^2/4$ şi lungime L rezultă din relația Hagen-Poiseuille:

$$Q_c = \frac{\pi \cdot d^4}{128 \cdot \eta \cdot L} \cdot \Delta p = \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)^2 \cdot \frac{\Delta p}{8 \cdot \pi \cdot \eta \cdot L} = S^2 \cdot \frac{\Delta p}{8 \cdot \pi \cdot \eta \cdot L} \tag{3.1.11}$$

Raportul

$$\frac{Q}{Q_c} = \frac{2}{3} \alpha \left(\frac{J}{D} \right)^2 \tag{3.1.12}$$

este cuprins între limitele

$$(2/3)(J/D)^2 \le (Q / Q_c) \le (5/3)\,(J/D)^2 \tag{3.1.13}$$

deci $Q << Q_c$ deoarece $J << D$. Rezultă că debitul generat de aceeaşi diferență de presiune este mult mai mic în cazul interstițiului inelar decât în cazul unei conducte circulare de secțiune echivalentă şi lungime egală.

Aplicația 3.2. Calculul potențiometrului hidraulic în regim staționar

Obturatorul plan (fig. 3.11) este utilizat în construcția diferitelor variante de rezistențe hidraulice reglabile, dar aplicația sa fundamentală în domeniul transmisiilor hidraulice este potențiometrul hidraulic (fig. A.3.2-1). De fapt, acesta este un amplificator mecanohidraulic de forță, format dintr-un orificiu fix cu muchie ascuțită, un ajutaj cu acoperire variabilă şi un cilindru hidraulic cu simplu efect şi revenire elastică.

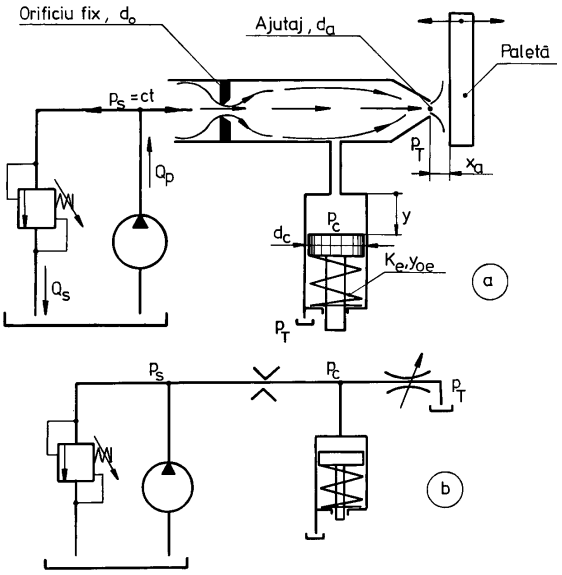


Fig. A.3.2-1. Potențiometrul hidraulic simplu:
a) schema de principiu; b) schema echivalentă.

Pentru a stabili comportarea în regim staționar a amplificatorului se utilizează următoarele patru relații: caracteristica de regim staționar a orificiului fix; caracteristica de regim staționar a orificiului variabil; ecuația continuității; ecuația de echilibru static a pistonului cilindrului hidraulic.

Orificiul fix este alimentat la presiune constantă, p_s, de o sursă a cărei presiune nu depinde de debitul furnizat.

Caracteristica orificiului fix este:

$$Q_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot c_{d0}}{4}\left[\frac{2(p_s - p_c)}{\rho}\right]^{0,5} \tag{3.2.1}$$

unde d_o este diametrul orificiului; c_{d0} - coeficientul de debit; ρ - densitatea lichidului; p_c - presiunea în aval de orificiul fix.

Caracteristica orificiului variabil este:

$$Q_a = \pi \cdot d_a \cdot x_a \cdot c_{da}\left[\frac{2(p_c - p_T)}{\rho}\right]^{0,5} \tag{3.2.2}$$

unde d_a este diametrul ajutajului; x_a - distanța dintre obturatorul plan (paletă) şi ajutaj; p_T - presiunea rezervorului, uzual neglijabilă în raport cu celelalte presiuni.

În regim staționar, cele două debite sunt egale: $Q_0 = Q_a$, deci

$$\frac{\pi d_0^2}{4} c_{d0}\left[\frac{2(p_s - p_c)}{\rho}\right]^{0,5} = \pi \cdot d_a \cdot x_a \cdot c_{d0}\left[\frac{2(p_c - p_T)}{\rho}\right]^{0,5} \tag{3.2.3}$$

Într-o primă aproximație, se poate admite egalitatea coeficienților de debit: $c_{d0} = c_{da}$. Prin ridicare la pătrat, relația anterioară devine:

$$\frac{d_0^4}{16}(p_s - p_c) = d_a^2 \cdot x_a^2 (p_c - p_T) \tag{3.2.4}$$

Conform unei reguli de proiectare ce va fi discutată ulterior, diametrul orificiului este uzual jumătate din cel al ajutatului:

$$d_0 = \frac{1}{2} d_a \tag{3.2.5}$$

Relația anterioară devine:

$$p_c(x_a) = \frac{p_s}{1 + 64\frac{x_a^2}{d_0^2}} \tag{3.2.6}$$

Variația presiunii în spațiul dintre cele două rezistențe hidraulice este reprezentată în figura A.3.2-2 în funcție de deschiderea ajutajului.

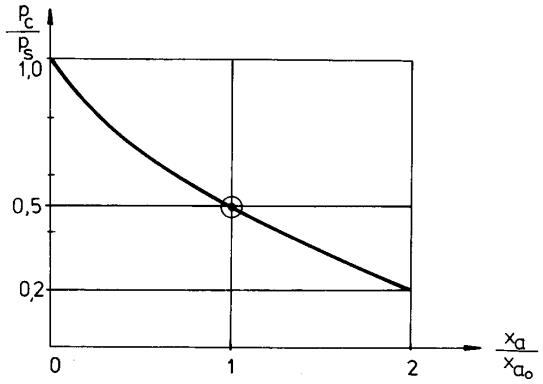


Fig. A.3.2-2. Variația presiunii de comandă în funcție de deschiderea ajutajului.

O valoare remarcabilă a deschiderii ajutajului este:

$$x_{a0} = \frac{1}{8} d_0 \tag{3.2.7}$$

În acest caz, $p_c = 0{,}5\ p_s$.

Ecuația de echilibru static a pistonului cilindrului hidraulic este:

$$p_c = \frac{\pi d_c^2}{4} = K_e(y + y_{0e}) \tag{3.2.8}$$

unde d_c este diametrul cilindrului; y - deplasarea pistonului față de capacul superior al cilindrului; y_{0e} - precomprimarea resortului.

Din această relație rezultă:

$$y(x_a) = \frac{\pi d_c^2}{4K_e} \frac{p_s}{1 + 64\frac{x_a^2}{d_0^2}} - y_{0e} \tag{3.2.9}$$

Dispozitivul analizat este un amplificator de forță, deoarece forța care poate fi obținută de la pistonul cilindrului hidraulic este mult mai mare decât forța necesară pentru comanda paletei. În forma analizată, potențiometrul hidraulic este utilizat în numeroase sisteme de reglare a unor procese industriale. Cea mai importantă aplicație este potențiometrul hidraulic dublu, a cărui schema hidraulică este simetrică (fig.A.3.2-3).

Fig. A.3.2-3. Potențiometrul hidraulic dublu:
a) schema de principiu; b) schema hidraulică echivalentă.

Acest dispozitiv furnizează o diferență de presiune practic proporțională cu deplasarea paletei față de poziția neutră, x. Deschiderile celor două ajutaje devin:

$$x_1 = x_{a0} - x, \quad x_2 = x_{a0} + x \tag{3.2.10}$$

Rezultă

$$\Delta p_c(x) = p_{c1}(x) - p_{c2}(x) = p_s \left[\frac{1}{1 + 64\frac{(x_{a0} - x)^2}{d_0^2}} - \frac{1}{1 + 64\frac{(x_{a0} + x)^2}{d_0^2}} \right] \tag{3.2.11}$$

Liniaritatea acestei relaţii (fig. A.3.2-4) este remarcabilă şi permite utilizarea preamplificatorului dublu în structura amplificatoarelor electrohidraulice, servomecanis-melor mecanohidraulice şi electrohidraulice etc.

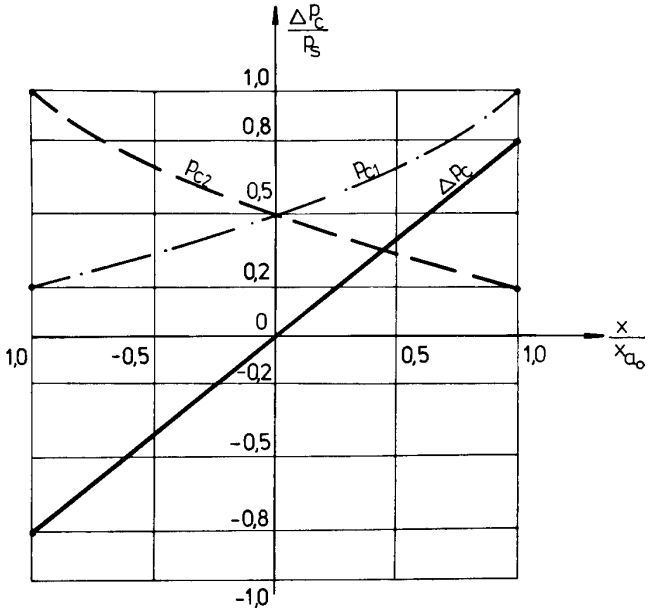


Fig. A.3.2-4. Caracteristica unui preamplificator cu ajutaj şi paletă dublu.

3.4. FENOMENUL DE GRIPARE HIDRAULICĂ

3.4.1. Descrierea fenomenului

Se consideră un drosel cu sertar cilindric circular drept neted (fig. 3.10), închis ($x \leq 0$) şi alimentat cu lichid la o presiune oarecare. Se constată experimental că forţa necesară pentru deplasarea axială este mult mai mare decât înaintea alimentării, deşi sertarul este echilibrat axial din punct de vedere al forţelor de presiune hidrostatice; dacă se întrerupe alimentarea, după un timp de ordinul zecilor de secunde sertarul poate fi deplasat din nou cu o forţă mult mai mică. Acest fenomen se numeşte "gripare hidraulică" şi nu poate fi explicat decât printr-o distribuţie asimetrică a presiunii pe umerii sertarului, al cărei efect este lipirea acestuia de bucşă. Forţa axială necesară deschiderii depinde de forţa radială neechilibrată şi de coeficientul de frecare dintre piesele metalice în contact. Timpul necesar producerii gripajului şi dispariţiei acestuia corespunde strivirii filmului de ulei, respectiv refacerii acestuia. Fenomenul nu se produce dacă sertarul şi bucşa sunt perfect cilindrice sau dacă umerii sertarului sunt conici spre centrul acestuia, dar se produce întotdeauna când conicitatea umerilor este inversă. Rezultă că pentru explicarea gripajului trebuie să se calculeze rezultanta forţelor de presiune pe sertare conice. Jocul dintre sertar şi bucşă este mult mai mic decât diametrele

acestor piese; mişcarea într-o fâşie delimitată de suprafeţele pieselor şi de două plane meridiane apropiate este întotdeauna laminară şi poate fi asimilată cu mişcarea într-un difuzor plan.

3.4.2. Repartiţia presiunii într-un difuzor plan

Se consideră difuzorul plan din figura 3.22; pentru calculul repartiţiei longitudinale a presiunii se admite că într-un element oarecare de lăţime dx mişcarea este de tip Poiseuille plană, deci

$$dp = -\frac{12 \cdot \eta \cdot Q}{b} \cdot \frac{dx}{y^2} \tag{3.36}$$

În această relaţie $dp < 0$ reprezintă variaţia presiunii pe elementul de difuzor; b – lăţimea acestuia; y – înălţimea variabilă a secţiunii de curgere. Pentru $x = 0$, $y = y_1$, iar la $x = L$, $y = y_2$. Dacă se admite că unghiul de evazare este constant, rezultă:

$$y = y_1 + a \cdot x \tag{3.37}$$

unde $a = (y_2 - y_1)/L$, deci $dx = dy/a$.

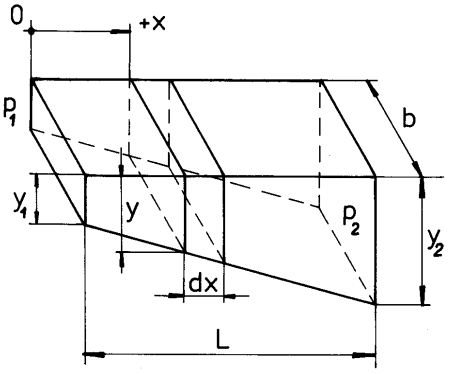


Fig. 3.22. Difuzor plan.

Ecuaţia diferenţială (3.36) devine

$$dp = -\frac{12 \cdot \eta \cdot Q}{a \cdot b} \cdot \frac{dy}{y^3}$$

deci

$$p(y) = p_1 - \frac{12 \cdot \eta \cdot L \cdot Q}{b(y_2 - y_1)} \int_{y_1}^{y} \frac{dy}{y^3} \tag{3.38}$$

sau

$$p(y) = p_1 - \frac{6 \cdot \eta \cdot L \cdot Q(y - y_1)(y + y_1)}{b \cdot y_1^2 \cdot y^2 (y_2 - y_1)} \tag{3.39}$$

Pentru y = L se obține

$$p_1 - p_2 = \frac{6 \cdot \eta \cdot L(y_1 + y_2)}{b \cdot y_1^2 \cdot y_2^2} Q \tag{3.39'}$$

Relația (3.39) mai poate fi scrisă sub forma

$$\frac{p(y) - p_1}{p_2 - p_1} = \frac{\frac{1}{y^2} - \frac{1}{y_1^2}}{\frac{1}{y_2^2} - \frac{1}{y_1^2}} \tag{3.40}$$

din care s-a eliminat debitul.

Aplicația 3.3. Calculul rezultantei forțelor de presiune pe un sertar conic amplasat într-o bucşă cilindrică

În cazul general axa sertarului nu este paralelă cu axa bucşei dar înclinarea acesteia este mică deoarece sertarul are uzual mai mulți umeri care împiedică bascularea sa. În figura A.3.3-1 s-a reprezentat numai un umăr conic de sertar, amplasat centric (a) şi excentric (b), supus unei diferențe de presiune (p_1 - p_2). Se definesc următoarele mărimi: j_1 – jocul radial la extremitatea amonte, măsurat cu sertarul centrat; j_2 – jocul radial la extremitatea aval, măsurat cu sertarul centrat; e – excentricitatea sertarului; $j_m = (j_1 + j_2)/2$ – jocul mediu; $\Delta j = (j_2 - j_1)/2$ – semidiferența jocurilor, corespunzătoare conicității umărului.

Forța f(θ) exercitată de lichid asupra unei fâşii de sertar cuprinsă între două plane meridiane care formează unghiul diedru dθ se calculează admițând distribuția presiunii dată de relația (3.39), fără a ține seama de conicitate, care nu depăşeşte practic 1 ‰;

$$f(\theta) = \int_{y_1(\theta)}^{y_2(\theta)} p \cdot ds = \int_{y_1}^{y_2} p \cdot r \cdot d\theta \cdot dx = \int_{y_1}^{y_2} p \cdot r \frac{d\theta}{a} dy = r \frac{d\theta}{a} \int_{y_1}^{y_2} p \cdot dy \tag{3.3.1}$$

deci

$$f(\theta) = \frac{r}{a} d\theta \int_{y_1}^{y_2} \left[p_1 - \frac{6 \cdot \eta \cdot L \cdot Q}{b(y_2 - y_1)} \left(\frac{1}{y^2} - \frac{1}{y_1^2} \right) \right] dy \tag{3.3.2}$$

Ținând seama de relația (3.40) se obține prin integrare

$$f(\theta) = r \cdot L \cdot d\theta \frac{p_1 \cdot y_1(\theta) + p_2 \cdot y_2(\theta)}{y_1(\theta) + y_2(\theta)} \tag{3.3.3}$$

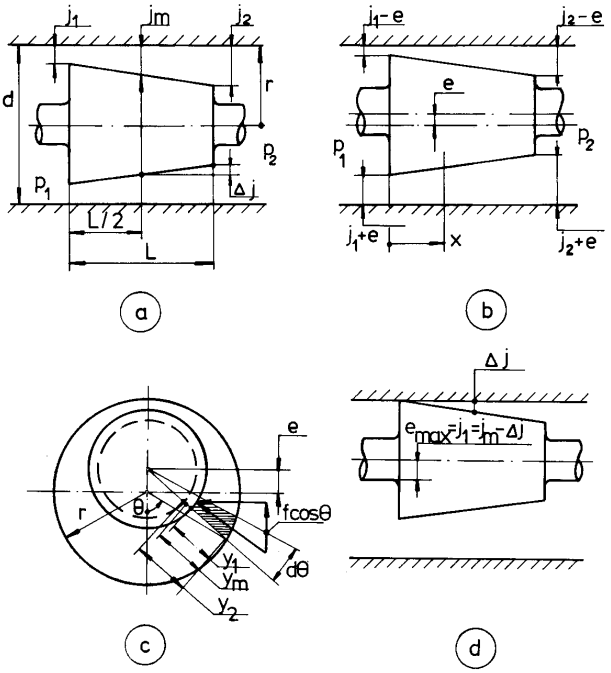


Fig. A.3.3-1. Sertar conic amplasat într-o bucşă cilindrică:
a) sertar centrat; b) sertar excentric; c) elemente geometrice pentru calculul forţelor elementare de presiune; d) sertar lipit de bucşă.

Jocurile radiale j_1 şi j_2 măsurate la extremităţile sertarului, într-o secţiune poziţionată prin unghiul θ, pot fi exprimate în funcţie de jocul mediu,

$$y_m(\theta) = \frac{y_1(\theta) + y_2(\theta)}{2} \tag{3.3.4}$$

şi de mărimea constantă

$$\Delta y = \frac{y_2(\theta) - y_1(\theta)}{2} = \frac{j_2 - j_1}{2} = \Delta j \tag{3.3.5}$$

prin relaţiile:

$$y_1(\theta) = y_m(\theta) - \Delta j; \tag{3.3.6}$$

$$y_1(\theta) = y_m(\theta) + \Delta j. \tag{3.3.7}$$

Expresia forţei f(θ) capătă forma simplă

$$f(\theta)=\frac{1}{2}L\cdot r\cdot d\theta\left[p_1+p_2-(p_1-p_2)\frac{\Delta j}{y_m(\theta)}\right] \tag{3.3.8}$$

din care se pot trage următoarele concluzii preliminare:

a) dacă conicitatea sertarului este nulă, $\Delta j = 0$ şi forța elementară de presiune:

$$f=\frac{1}{2}r\cdot L\cdot d\theta(p_1+p_2) \tag{3.3.9}$$

este independentă de unghiul θ; rezultanta forțelor de presiune este nulă, **deci un sertar perfect cilindric nu este supus gripării hidraulice**;

b) dacă sertarul este excentric şi are conicitatea orientată în sensul curgerii, $\Delta j > 0$ şi forța f este mai mică decât cea corespunzătoare sertarului cilindric; diferența este cu atât mai mare cu cât jocul mediu $y_m(\theta)$ este mai mic, fiind maximă în zona de apropiere a sertarului de bucşă (fig. A.3.3-2) şi minimă în partea opusă; rezultanta, corespunzătoare ariei haşurate, tinde să mărească excentricitatea, **deci un sertar al cărui diametru scade în sensul curgerii este supus lipirii de bucşă;**

Fig. A.3.3-2. Variația presiunii în jurul unui sertar al cărui diametru scade în sensul curgerii.

Fig. A.3.3-3. Variația coeficientului de lipire, α, în funcție de parametrul β.

c) dacă diametrul sertarului excentric creşte în sensul curgerii, $\Delta j < 0$ şi forța f este mai mare decât cea corespunzătoare sertarului cilindric, fiind maximă în partea în care sertarul se apropie de bucşă, rezultanta forțelor de presiune tinde să anuleze excentricitatea inițială, **deci un sertar se autocentrează dacă diametrul său creşte în sensul curgerii.** Din figura A.3.3-1, c se pot calcula mărimile

$$y_1(\theta)=j_1+e\cdot\cos\theta \tag{3.3.10}$$

$$y_2(\theta)=j_2+e\cdot\cos\theta \tag{3.3.11}$$

deci

$$y_m(\theta) = \frac{j_1 + j_2}{2} + e \cdot \cos\theta = j_m + e \cdot \cos\theta = j_m \left[1 + \left(\frac{e}{j_m} \right) \cos\theta \right] \quad (3.3.12)$$

Datorită simetriei, rezultanta forţelor elementare de presiune este situată în planul $\theta = 0$ şi are mărimea

$$F = \int_0^{2\pi} f \cos\theta = \frac{1}{2} r L \Delta j (p_1 + p_2) \int_0^{2\pi} \cos\theta d\theta - \frac{1}{2 j_m} r L \Delta j (p_1 - p_2) \int_0^{2\pi} \frac{\cos\theta d\theta}{1 + (e / j_m)\cos\theta} \quad (3.3.13)$$

Prima integrală este nulă, iar a doua se rezolvă cu schimbarea de variabilă

$$1 + \frac{e}{j_m} \cos\theta = \frac{1 - e^2 / j_m^2}{1 - (e / j_m)\cos\theta} \quad (3.3.14)$$

după ce este scrisă sub forma:

$$I = \int_0^{2\pi} \frac{\cos\theta d\theta}{1 + \frac{e}{j_m}\cos\theta} = \frac{j_m}{e} \int_0^{2\pi} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{e}{j_m}\cos\theta} \right) d\theta \quad (3.3.15)$$

limitele de integrare fiind identice. Rezultă

$$I = 1 - \frac{2 \cdot \pi \cdot j_m}{e} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - e^2 / j_m^2}} - 1 \right) \quad (3.3.16)$$

deci

$$F = \frac{\pi \cdot d \cdot L \cdot \Delta j}{2e} (p_1 - p_2) \left(\frac{1}{\sqrt{1 - e^2 / j_m^2}} - 1 \right) \quad (3.3.17)$$

În scopul evaluării ordinului de mărime al acestei forţe se defineşte o forţă de referinţă corespunzătoare diferenţei de presiune $p_1 - p_2$ şi ariei secţiunii axiale a sertarului, $A = L \cdot d$:

$$F_R = L \cdot d (p_1 - p_2) \quad (3.3.18)$$

Se defineşte de asemenea un "coeficient de lipire", α, prin relaţia

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\Delta j}{e} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - e^2 / j_m^2}} - 1 \right). \quad (3.3.19)$$

Forţa de lipire capătă expresia simplă

$$F = \alpha \cdot F_R \,. \tag{3.3.20}$$

În cazul contactului dintre sertar şi bucşă (cazul cel mai interesant) excentricitatea are valoarea maximă,

$$e_{max} = j_{med} - \Delta j \tag{3.3.21}$$

iar expresia coeficientului de lipire devine

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\Delta j}{j_m - \Delta j}\left(\frac{1}{\sqrt{1 - (j_m - \Delta j)^2 / j_m^2}} - 1 \right). \tag{3.3.22}$$

Se admite ca parametru unic mărimea

$$\beta = \frac{\Delta j}{j_m} = \frac{j_2 - j_1}{j_2 + j_1} \tag{3.3.23}$$

deci

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\beta}{1-\beta}\left(\frac{1}{\sqrt{1 - (1-\beta)^2}} - 1 \right) \tag{3.3.24}$$

Serviciile de control tehnic al calității măsoară în mod obişnuit jocul mediu diametral, $J_m = j_1 + j_2 = 2\, j_m$ şi diferența dintre diametrele extremităților sertarului,

$$\delta = 2(r - j_1) - 2(r - j_2) = 2(j_1 - j_2) = 4\Delta j \tag{3.3.25}$$

Expresia practică a parametrului β este

$$\beta = \frac{\Delta j}{j_m} = \frac{\delta}{2J_m} \,. \tag{3.3.26}$$

Valoarea β = 0 corespunde sertarului cilindric, iar β = 1 – sertarului al cărui diametru amonte este egal cu cel al bucşei.

Variația coeficientului α în funcție de parametrul β este indicată în figura A.3.3-3. Se constată că valoarea maximă a parametrului α, (0,27) corespunde unei valori a parametrului β care apare frecvent în practică (≅ 0,3) deci **forța de lipire poate depăşi un sfert din forța de referință.**

Un exemplu numeric este util pentru ilustrarea calculelor teoretice. Se consideră următoarele date: diametrul nominal, d = 8 mm; lungimea, L = 10 mm; diferența de presiune, $p_1 - p_2 = 200$ bar; jocul mediu diametral $J_m = 5$ μm. Rezultă $F_R = 160$ daN; unui coeficient de frecare uzual, μ = 0,15, îi corespunde o rezistență axială de 5,4 daN.

Alura curbei din figura A.3.3-3 şi exemplul numeric prezentat indică faptul că lipirea sertarului neted de bucşă nu poate fi evitată chiar dacă execuția este

destul de precisă. O soluție eficientă este executarea conică a umerilor sertarelor în sens invers curgerii. Aplicarea acestei soluții este dificilă la diametre mici, dar este uzuală la diametre mari, fiind de exemplu utilizată pentru autocentrarea pistoanelor fără etanşări ale cilindrilor hidraulici de mare viteză din simulatoarele de zbor. Soluția cea mai simplă constă în practicarea pe sertar a unor crestături de egalizare a presiunii (fig. A.3.3-4). Experimentele sistematice întreprinse de Sweeney indică micşorarea coeficientului α de 2,5 ori pentru o crestătură amplasată simetric, de 16 ori în cazul a trei crestături şi de 37 ori pentru şapte crestături echidistante. Se poate demonstra că este util să se execute crestăturile spre amonte.

Reducerea forței de lipire hidraulică este obligatorie pentru toate sertarele elementelor hidraulice, deoarece constituie principala cauză a histerezisului şi insensibilității acestora.

Fig. A.3.3-4. Repartiția de presiuni în jurul unui sertar conic cu crestături.

3.5. ÎNCĂLZIREA LICHIDELOR FUNCȚIONALE

Toate rezistențele hidraulice provoacă încălzirea lichidelor care le parcurg. Din primul principiu al termodinamicii rezultă, în condiții adiabate,

$$c_v T_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = c_c T_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \qquad (3.41)$$

În această relație, c_v [J/kg · K] este căldura specifică a lichidului la volum constant, iar T [K] – temperatura lichidului. Dacă $z_1 \cong z_2$ şi $v_1 \cong v_2$ se obține creşterea temperaturii corespunzătoare unei scăderi a presiunii:

$$T_2 - T_1 = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot c_v} \qquad (3.42)$$

Produsul $\rho \cdot c_v$ reprezintă căldura specifică a lichidului la volum constant, exprimată în $J/m^3 \cdot K$.

În cazul lichidului hidraulic standard, $\rho \cdot c_v \cong 1{,}84$ J/m^3·K, deci o cădere de presiune de 10 bar determină o încălzire a lichidului cu 0,54 K.

Relația (3.42) este utilă în calculul căldurii generate de o transmisie hidraulică, în calculul lagărelor hidrodinamice etc.

3.6. ŞOCUL HIDRAULIC

Regimul permanent se întâlneşte foarte rar în conductele transmisiilor hidraulice deoarece debitul real al pompelor volumice variază periodic cu frecvență mare, ciclurile funcționale ale maşinilor de lucru acționate impun variații de viteză sau inversări ale sensului de mişcare, forțele şi momentele rezistente au frecvent un caracter aleator etc.

Variațiile vitezei lichidului generează unde de presiune care se propagă rapid în întreg sistemul, suferind reflexii şi refracții datorită variațiilor de secțiune şi diferitelor elemente ale transmisiei. Fenomenul se numeşte "şoc hidraulic" şi este caracterizat prin zgomote şi şocuri de presiune considerabile, pozitive şi negative, ce pot provoca distrugerea elementelor transmisiei, îndeosebi prin oboseală.

Viteza de propagare a undelor de presiune (celeritatea) se calculează cu relația

$$a = \sqrt{\frac{\varepsilon_e}{\rho}} \tag{3.43}$$

în care ε_e este modulul de elasticitate efectiv al conductei,

$$\varepsilon_e = \frac{\varepsilon_r \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_g}{(\varepsilon_l + \varepsilon_r)\cdot \varepsilon_g + (V_g / V_t)\cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_l} \tag{3.44}$$

Valorile uzuale ale celerității sunt cuprinse între 900 şi 1250 m/s pentru conducte din oțel şi între 280 şi 640 m/s, pentru racordurile flexibile armate.

Dacă viteza v_0 a lichidului dintr-o conductă de lungime L şi secțiune A este anulată brusc de o vană, iar la capătul amonte al conductei se găseşte un acumulator hidropneumatic de capacitate suficient de mare pentru a menține presiunea constantă, la vană se formează o undă de presiune care se propagă în sens contrar curgerii şi se reflectă cu schimbare de semn la acumulator.

După parcurgerea conductei în timpul t = L/a, întreaga energie cinetică a lichidului se transformă în energie de presiune:

$$\frac{1}{2}\rho \cdot L \cdot A \cdot v_0^2 = \frac{1}{2}\frac{L \cdot A}{\varepsilon_e}\Delta p_0^2 \tag{3.45}$$

Suprapresiunea maximă Δp_0, creată prin închiderea bruscă a vanei, are valoarea

$$\Delta p_0 = \rho\sqrt{\frac{\varepsilon_e}{\rho}}v_0 = \rho \cdot a \cdot v_0 \tag{3.46}$$

Considerând valori tipice ale densității şi celerității, $\rho = 850$ kg/m^3 şi a = 1175 m/s, rezultă

$$\Delta p_0 \cong 10^6 \cdot v_0 \quad \left[N/m^2\right] \tag{3.47}$$

Singura cale de reducere a suprapresiunii este micşorarea vitezei inițiale prin mărirea diametrului conductei. În practică viteza medie a lichidului în conducte se limitează la 5m/s, o suprapresiune de 50bar fiind considerată acceptabilă pentru sistemele având presiunea nominală cuprinsă între 200 şi 300bar.

Relația (3.47) corespunde închiderii vanei într-un timp mai mic decât timpul de reflexie al conductei, $T_c = 2(L/a)$. În cazul unei conducte scurte, suprapresiunea Δp_{max} depinde de lungimea acesteia, de modul şi timpul de închidere al vanei, T_v, şi de valoarea presiunii în regim permanent, p_0. Pe baza metodei lui Allievi, Quik a elaborat o diagramă de calcul a suprapresiunii relative $\Delta p_{max}/\Delta p_0$, (fig. 3.29) pentru cazul închiderii liniare a vanei. Utilizarea diagramei necesită calculul prealabil al următoarelor mărimi adimensionale: constanta conductei, $K = \Delta p_0 / (2p_0)$ şi timpul relativ de închidere, $N = T_v / T_c$.

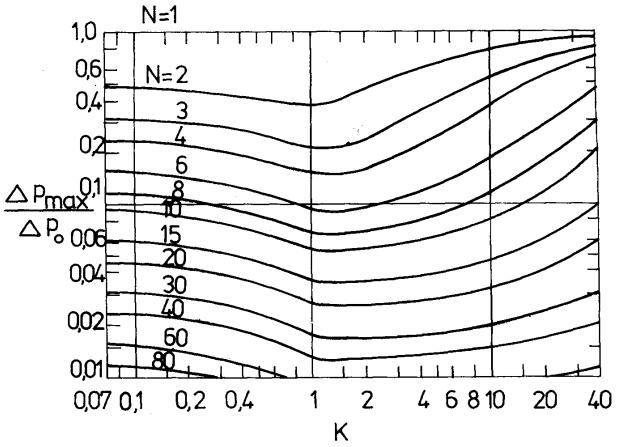


Fig. 3.23. Diagramă de calcul a suprapresiunii relative generată de închiderea liniară a unei vane.

Limitarea efectelor şocului hidraulic se poate obține cu ajutorul acumulatoarelor hidropneumatice, zona din sistem expusă şocurilor de presiune fiind limitată de vană şi acumulator. De asemenea, este util să se evite variațiile bruşte de secțiune şi sudurile; eforturile introduse la montaj se pot înlătura fixând conductele şi elementele hidraulice prin suporți elastici. Pentru evitarea rezonanței dintre pompă şi sistem, cauzată în special de supapele de limitare a presiunii, la punerea în funcțiune sunt necesare modificări ale lungimilor unor conducte sau schimbarea poziției unor acumulatoare hidropneumatice. Inspectarea periodică a punctelor critice poate preveni ruptura unor elemente de îmbinare.

4

POMPE CU PISTOANE

4.1. PROBLEMATICA MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE

4.1.1. Principiul de funcţionare al maşinilor hidraulice volumice

Maşinile hidraulice volumice (pompe şi motoare) constituie componentele fundamentale ale sistemelor hidraulice de acţionare, comandă şi reglare. Pompele transformă energia mecanică furnizată de un motor termic, electric, hidraulic sau pneumatic în energie hidraulică, mărind practic numai energia de presiune a lichidelor vehiculate. Motoarele volumice realizează transformarea inversă, convertind energia de presiune în energie mecanică. Din acest motiv, maşinile hidraulice volumice se mai numesc şi maşini hidrostatice.

În anumite condiţii, maşinile hidraulice volumice sunt reversibile, funcţia îndeplinită fiind indicată de bilanţul energetic. Această caracteristică este obligatorie pentru motoare în majoritatea aplicaţiilor, datorită componentelor inerţiale ale sarcinilor uzuale.

Numeroase aplicaţii necesită inversarea sensului de mişcare al motoarelor volumice, deci acestea trebuie să fie bidirecţionale (pot furniza acelaşi moment în ambele sensuri de rotaţie ale arborelui). Pompele sunt în general unidirecţionale (ca majoritatea motoarelor termice).

Motoarele disponibile pentru antrenarea pompelor au uzual turaţii ridicate şi momente mici, astfel că pompele volumice trebuie să fie "rapide" şi să aibă performanţe cavitaţionale bune. În schimb, acţionarea sarcinilor mari, la turaţii reduse, necesită motoare volumice "lente", care funcţionează stabil la turaţii mici şi furnizează momente mari cu randamente ridicate. În practică sunt deci necesare îndeosebi pompe rapide şi motoare lente.

Reglarea turaţiei motoarelor fără disipare de energie se poate realiza prin reglarea debitului pompelor. Motoarele reglabile se utilizează numai în cazuri speciale, când domeniul de reglare al turaţiei este mare (dacă turaţia minimă continuă a motorului hidraulic este mai mică de un sfert din turaţia maximă).

Cu toate aceste deosebiri, formularea problemelor de natură statică, cinematică, dinamică, hidraulică, termică, organologică şi tehnologică este unitară pentru cele două categorii de maşini. Deoarece pompele volumice sunt utilizate şi în alte sisteme decât cele de acţionare, comandă şi reglare, în această lucrare se studiază îndeosebi pompele volumice, pentru motoare fiind evidenţiate doar caracteristicile specifice.

Pompele volumice sunt caracterizate de trecerea discontinuă a lichidului din racordul de aspiraţie în cel de refulare, prin camere de volum variabil

constituite din elemente ale unui mecanism numite "elemente active".

În faza de aspirație, camerele sunt conectate la racordul de aspirație, volumul lor creşte, iar presiunea scade până la valoarea necesară umplerii cu lichid. Când volumul camerelor devine maxim, acestea sunt închise mecanic şi apoi conectate la racordul de refulare. Urmează scăderea volumului, care produce suprapresiunea necesară pentru evacuarea lichidului în racordul de refulare.

Presiunea minimă posibilă în camere este presiunea de vaporizare a lichidului la temperatura de funcționare a pompei, iar presiunea de refulare poate fi, teoretic, oricât de mare, fiind practic limitată numai de rezistența organelor pompei.

Teoretic, o cameră aspiră şi refulează într-un ciclu de pompare un volum de lichid ΔV egal cu diferența dintre volumul său maxim V_{max} şi volumul său minim, V_{min},

$$\Delta V = V_{max} - V_{min} \tag{4.1}$$

care nu depinde de presiunea de refulare, impusă practic de instalație.

Debitul volumic teoretic mediu, Q_{tm}, al pompei este proporțional cu frecvența de refulare, f:

$$Q_{tm} = f \cdot \Delta V \tag{4.2}$$

Debitul volumic teoretic (instantaneu) $Q_t(t)$, aspirat sau refulat de o cameră, reprezintă viteza de variație a volumului acesteia:

$$Q_t(t) = \frac{dV}{dt} \tag{4.3}$$

În cazul general, acesta este variabil în timp, depinzând numai de tipul mecanismului utilizat şi de viteza de antrenare a elementului său conducător.

Dacă se utilizează o singură cameră, debitul aspirat şi cel refulat au un caracter intermitent, determinând mişcări nepermanente în conductele de aspirație şi de refulare. Utilizarea mai multor camere sincrone şi sinfazice măreşte debitul mediu fără a schimba caracterul intermitent al curgerii în exteriorul pompei. Prin defazarea adecvată a funcționării camerelor, neuniformitatea debitelor poate fi micşorată până la valori admisibile pentru instalație. Neuniformitatea debitelor se mai poate reduce cu acumulatoare hidropneumatice (hidrofoare).

Debitul volumic real, Q, este mai mic decât cel teoretic, Q_t, din cauza pierderilor de lichid din spațiile de înaltă presiune spre spațiile de joasă presiune ale pompei, prin interstițiile necesare mişcării relative a elementelor active. Pierderile volumice, $\Delta Q = Q_t - Q$, sunt proporționale cu presiunea de refulare, astfel că debitul volumic real scade față de cel teoretic la creşterea presiunii (fig. 4.1). Debitul volumic real este mai mic decât cel teoretic şi din cauza compresibilității lichidului.

Datorită uzurii inerente a elementelor de etanşare, pierderile volumice cresc în timp, alterând debitul (randamentul) volumic. Durata de utilizare a unei pompe este limitată de scăderea excesivă a acestuia.

Pierderile hidraulice sunt neglijabile faţă de înălţimea de pompare, datorită unor viteze de curgere mici, astfel că randamentul hidraulic este practic egal cu unitatea.

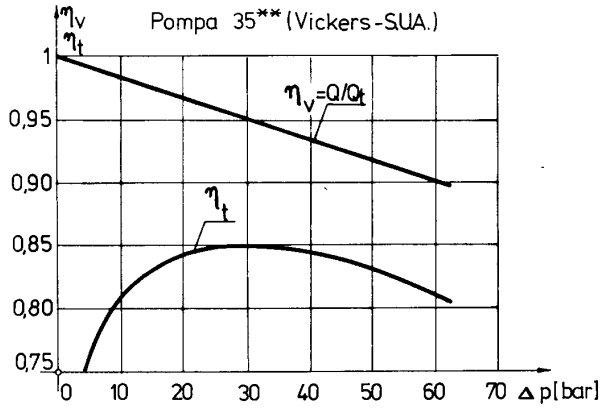


Fig.4.1. Variaţia randamentului volumic şi a celui total în funcţie de presiune pentru o pompă volumică tipică.

Dacă elementele active nu pot realiza închiderea şi comunicarea alternativă a camerelor de volum variabil cu racordurile, pompa trebuie prevăzută cu un sistem de distribuţie. Nesincronizarea acestuia cu elementele active poate provoca depresiuni şi suprapresiuni importante în camerele pompei şi micşorarea debitului.

Momentul teoretic, M_t, necesar pompării este proporţional cu rezultanta forţelor de presiune pe elementele active, deci depinde numai de sarcina şi de mărimea pompei, fiind independent de turaţia acesteia. Pulsaţiile debitului determină pulsaţii de presiune, astfel că momentul teoretic este variabil în timp. Momentul real, M, depinde şi de turaţie, datorită frecărilor.

Presiunea instantanee în racordul de aspiraţie este determinată de pierderea de sarcină pe traseul de aspiraţie, impusă de debitul instantaneu. Astfel, turaţia maximă a pompelor volumice este limitată de apariţia fenomenului de cavitaţie. O altă limitare a turaţiei rezultă din solicitările elementelor mecanismului pompei, dar uzual condiţia de cavitaţie este mai severă.

Pompele volumice sunt utilizate în domeniul debitelor mici şi sarcinilor mari, unde pompele centrifuge multietajate au randamente mici, mase şi volume mari. Ele au următoarele dezavantaje: sensibilitate la impurităţi, pulsaţii ale debitului şi presiunii, zgomote şi vibraţii, tehnologii speciale, cost ridicat, durată de utilizare redusă, personal de întreţinere şi reparaţie calificat.

Pompele volumice sunt utilizate îndeosebi în sistemele de acţionare hidraulică, în sistemele de ungere, în sistemele de alimentare cu combustibil, în transportul fluidelor vâscoase şi ca pompe de proces.

Debitul unor pompe volumice poate fi reglat nedisipativ. Dacă sistemul de distribuţie este comandat de mecanismul care acţionează elementele active, pompele volumice sunt reversibile (pot funcţiona ca motoare).

În figura 4.2 se indică simbolurile standardizate ale câtorva genuri de pompe şi motoare volumice.

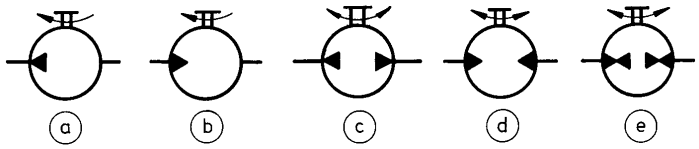


Fig.4.2. Simboluri standardizate ale maşinilor hidraulice volumice:
a) pompă unidirecțională; b) motor unidirecțional; c) pompă bidirecțională;
d) motor bidirecțional; e) maşină reversibilă.

4.1.2. Relații fundamentale pentru maşinile hidraulice volumice

O maşină hidraulică volumică ideală ($\eta_t = 1$) poate fi definită cu ajutorul unuei singure mărimi numită "capacitate". Aceasta este egală cu volumul de lichid ce parcurge maşina la o rotație completă a arborelui sub diferență de presiune nulă între racorduri şi în absența cavitației; se notează cu V_g sau V, [m^3/rot] şi mai este numită "volumul geometric de lucru".

Debitul teoretic al unei maşini volumice de turație n, [rot/s] este

$$Q_t = n \cdot V \tag{4.4}$$

Din condiția de egalitate a puterii mecanice şi a celei hidraulice,

$$M_t \cdot \omega = Q_t \cdot P \tag{4.5}$$

rezultă

$$M_t = \frac{Q_t \cdot P}{\omega} = \frac{n \cdot V \cdot P}{2\pi \cdot n} = \frac{V \cdot P}{2\pi} \tag{4.6}$$

S-a notat cu M_t - momentul teoretic al maşinii; P - diferența de presiune dintre racordurile energetice ale maşinii; ω - viteza unghiulară a arborelui maşinii. Mărimea

$$D = \frac{V}{2\pi} \tag{4.7}$$

se numeşte capacitatea (maşinii) pe radian. Expresia momentului devine:

$$M_t = D \cdot P \tag{4.8}$$

Se constată că o maşină ideală poate fi definită complet cu ajutorul unei singure mărimi: capacitatea, V [m^3/rot].

Prin definiție, randamentul volumic al unei pompe este raportul dintre debitul real şi cel teoretic:

$$\eta_{vp} = \frac{Q}{Q_t} \tag{4.9}$$

În cazul motoarelor,

$$\eta_{vm} = \frac{Q_t}{Q} \tag{4.10}$$

Q_t fiind debitul teoretic, corespunzător turației şi capacității.

Prin definiție, randamentul mecanic al unei pompe volumice este raportul dintre momentul teoretic şi momentul real absorbit

$$\eta_{mp} = \frac{M_t}{M} \tag{4.11}$$

În cazul motorului,

$$\eta_{mm} = \frac{M}{M_t} \tag{4.12}$$

momentul teoretic corespunzând capacității şi diferenței de presiune dintre racorduri.

Randamentul total al unei pompe este raportul dintre puterea utilă (hidraulică) şi puterea absorbită (mecanică):

$$\eta_{tp} = \frac{N_u}{N_a} = \frac{P \cdot Q}{M \cdot \omega} = \frac{P \cdot \eta_{vp} \cdot Q_t}{\frac{M_t}{\eta_{mp}} 2\pi \cdot n} = \frac{P \cdot V_p}{2\pi} \cdot \frac{\eta_{mp} \cdot \eta_{vp}}{M_t} = \eta_{mp} \cdot \eta_{vp} \tag{4.13}$$

În cazul motoarelor :

$$\eta_{tp} = \frac{N_u}{N_a} = \frac{M \cdot \omega}{P \cdot Q} = \frac{\eta_{mm} \cdot M_t \cdot 2\pi \cdot n}{\frac{P \cdot Q_t}{\eta_{vm}}} = \frac{\eta_{mm} \cdot \eta_{vm}}{\frac{P \cdot V_p}{2\pi}} M_t = \eta_{mm} \cdot \eta_{vm} \tag{4.14}$$

4.1.3. Problemele de studiu şi clasificarea pompelor volumice

Cunoaşterea pompelor volumice interesează trei genuri de activitate tehnică: concepția, execuția şi utilizarea.

Concepția are ca scop proiectarea pompei astfel încât să realizeze parametrii funcționali (debit, sarcină, înălțime de aspirație etc.) şi obiective tehnico-economice (randament maxim, cost minim, greutate minimă, fiabilitate maximă etc.) impuse prin tema de proiectare.

Execuția are drept scop realizarea pompei conform proiectului, în condiții tehnice, economice şi sociale date.

Utilizarea implică: a) alegerea, dintre pompele disponibile, a aceleia care

corespunde cel mai bine particularităţilor instalaţiei; b) montajul, punerea în funcţiune, exploatarea, întreţinerea şi depanarea.

Rezolvarea acestor probleme necesită studierea pompelor volumice din punct de vedere hidraulic, termic, organologic, tehnologic şi economic.

Această lucrare se adresează îndeosebi cadrelor specializate în concepţia, execuţia şi utilizarea pompelor şi motoarelor volumice ale sistemelor hidraulice de acţionare, comandă şi reglare. Deşi implică numeroase cunoştinţe de profil mecanic, termic, electric, tehnologic şi economic, această lucrare tratează îndeosebi probleme de natură hidraulică, abordând aspecte din celelalte domenii numai în măsura în care acestea determină fenomenele hidraulice.

Dintre problemele tratate se menţionează: debitul teoretic şi real, mediu şi instantaneu, presiunea medie şi instantanee, caracteristicile energetice şi cavitaţionale, sistemul de distribuţie, forţele hidraulice şi echilibrarea acestora, drenarea spaţiilor secundare de volum variabil, compensarea automată a jocurilor, etanşarea, ungerea şi încercarea.

Criteriul uzual de clasificare a pompelor volumice are în vedere forma organului activ şi genul de mişcare efectuat de acesta.

Ca elemente active se utilizează pistoane, angrenaje, palete, şuruburi etc. Se analizează în continuare, din punct de vedere hidraulic, tipurile de pompe cele mai importante pentru sistemele de acţionare, comandă şi reglare hidraulice.

4.1.4. Recomandări privind alegerea pompelor volumice pentru transmisii hidraulice

Principalele criterii utilizate în alegerea tipului optim de pompă pentru o transmisie hidrostatică sunt:

a) nivelul presiunii medii de funcţionare continuă;
b) reversibilitatea;
c) durata de utilizare;
d) fineţea de filtrare şi calităţile lubrifiante ale lichidelor disponibile;
e) nivelul de pulsaţie al presiunii şi debitului;
f) gabaritul şi greutatea;
g) nivelul de zgomot.

La presiuni medii mai mari de 150 bar se utilizează practic exclusiv pompe cu pistoane.

La presiuni mai mici de 150 bar concurează pompele cu roţi dinţate şi cele cu palete culisante.

Pompele cu angrenaje sunt ieftine dar au randamente relativ mici şi o neuniformitate relativ mare a debitului, fiind şi foarte zgomotoase.

Pompele cu palete culisante au zgomot redus, pulsaţie practic nulă a debitului, sunt reglabile dar sunt scumpe deoarece necesită tehnologii evoluate.

La presiuni sub 40 bar se pot utiliza şi pompe cu şuruburi, care au marele avantaj al uniformităţii debitului; în acelaşi timp, ele au randamente volumice relativ mici şi sunt foarte scumpe deoarece necesită tehnologii complexe.

4.2. POMPE CU CILINDRII IMOBILI

4.2.1. Descriere, funcţionare şi clasificare

Pistonul este utilizat frecvent ca element activ de pompa volumică deoarece asigură o etanşare bună a cilindrului la presiune mare printr-un joc radial redus sau cu ajutorul unor elemente de etanşare specifice: segmenţi, manşete, elemente compozite. Mecanismul din care face parte pistonul trebuie să-i asigure o mişcare alternativă faţă de cilindru şi poate fi de tip bielă-manivelă sau camă-tachet. În timpul deplasării între punctele moarte, volumul camerei formate între piston, cilindru şi corpul pompei variază cu

$$\Delta V = \frac{c \cdot \pi \cdot D^2}{4}$$

D fiind diametrul pistonului, iar c - cursa acestuia.

Distribuţia se poate realiza cu supape de sens sau cu distribuitor comandat de mecanismul de antrenare a pistoanelor.

La pompele cu un piston (fig. 4.3,b) neuniformitatea debitului este mare (fig. 4.3,c) astfel că acestea sunt de obicei prevăzute cu hidrofoare (fig. 4.4) sau utilizează ambele feţe ale pistonului pentru pompare (pompe cu dublu efect - fig. 4.5).

Pompele policilindrice se construiesc cu cilindri imobili sau în mişcare relativă faţă de carcasă (pompe cu pistoane rotative).

Axele cilindrilor imobili pot fi dispuse paralel (în linie) într-un plan care trece prin axa arborelui de antrenare (fig.4.6), pe un cilindru coaxial cu arborele (axial - fig. 4.7), sau radial faţă de axa arborelui (în stea - fig. 4.8). Axele cilindrilor rotativi pot fi radiale faţă de axa de rotaţie (fig. 4.9) sau paralele cu aceasta (fig. 4.10).

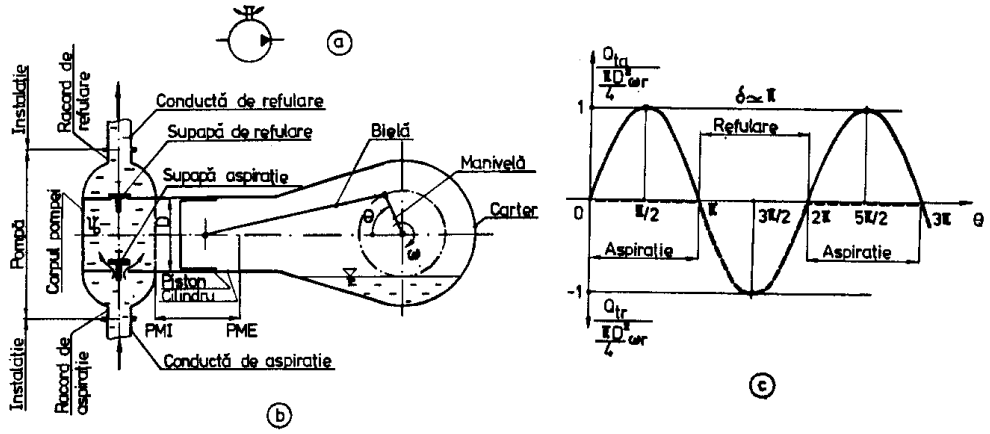


Fig.4.3. Pompă cu piston, cu simplu efect: a) simbol; b) schema funcţională; c) variaţia debitului teoretic specific aspirat în funcţie de unghiul manivelei.

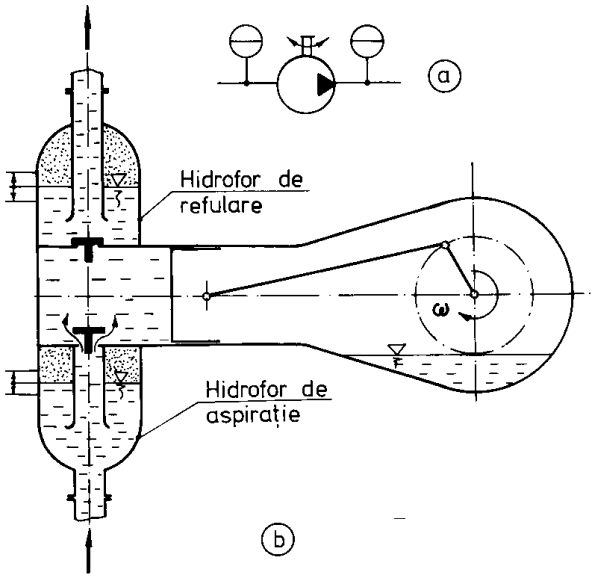


Fig.4.4. Pompă cu piston, cu simplu efect, echipată cu hidrofoare:
a) simbol; b) schema funcțională.

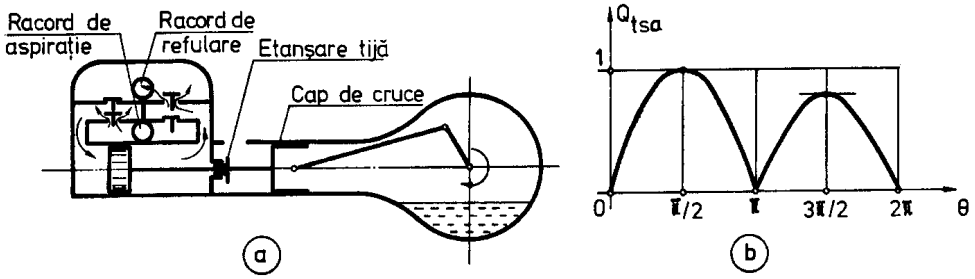


Fig.4.5. Pompă cu piston cu dublu efect: a) schema funcțională;
b) variația debitului teoretic specific aspirat în funcție de unghiul manivelei.

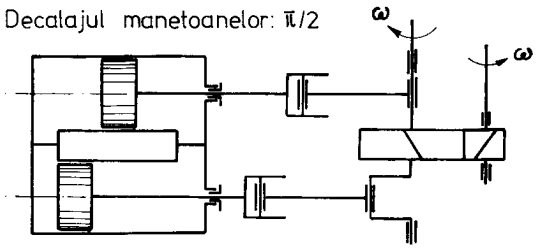


Fig.4.6. Pompă duplex.

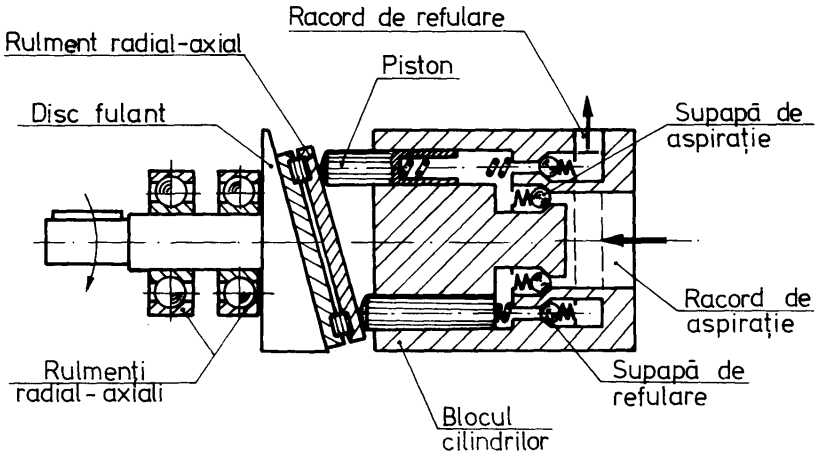


Fig. 4.7. Pompă cu pistoane axiale şi disc fulant.

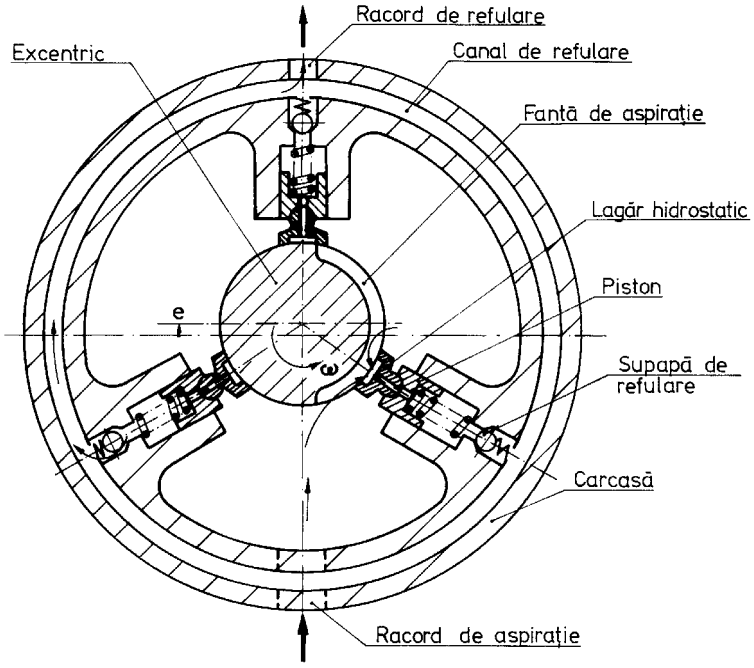


Fig. 4.8. Pompă cu pistoane radiale şi excentric.

Pompele cu un piston se folosesc îndeosebi la debite foarte mici şi presiuni mari, dacă pulsația debitului nu afectează instalația. Aplicații tipice sunt: încercarea de rezistență şi etanşeitate a rezervoarelor şi rețelelor de conducte, precomprimarea betonului, ungerea cutiilor de viteze şi a diferențialelor automobilelor, extracția petrolului etc. Acționarea acestor pompe poate fi manuală, electrică sau termică.

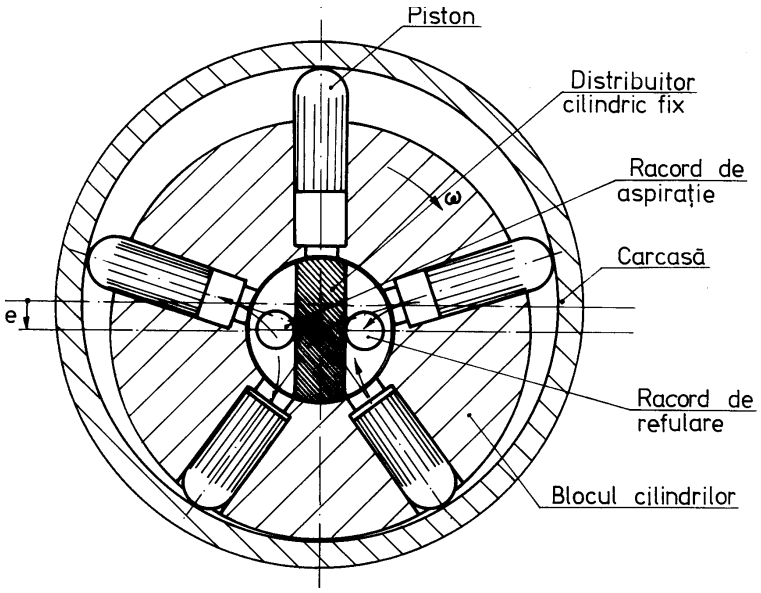


Fig. 4.9. Pompă cu pistoane rotative radiale.

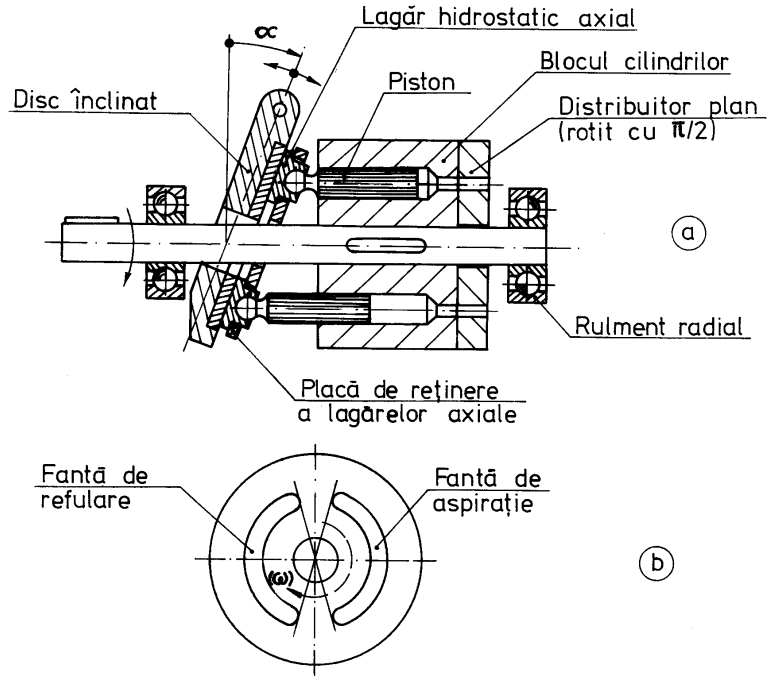


Fig. 4.10. Pompă cu pistoane rotative axiale şi disc înclinat:
a) schema funcțională; b) distribuitor plan.

4.2.2. Gradul de neuniformitate al debitului pompelor cu un piston

În cazul pompei cu un piston, prin deplasarea acestuia de la punctul mort interior (PMI), spre punctul mort exterior (PME), volumul camerei delimitate de piston creşte, determinând scăderea presiunii, deci închiderea supapei de refulare (din cauza presiunii lichidului din conducta de refulare), deschiderea supapei de aspirație şi pătrunderea lichidului din conducta de aspirație în corpul pompei datorită presiunii gazului de la suprafața liberă a lichidului din rezervorul de aspirație. Mişcarea inversă a pistonului provoacă scăderea volumului camerei, deci creşterea presiunii, având ca efect închiderea supapei de aspirație, deschiderea celei de refulare şi evacuarea lichidului în conducta de refulare.

Volumul camerei variază în timp după relația:

$$V(t) = V_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} x(t) \tag{4.15}$$

unde V_0 este "volumul mort" al camerei, iar x(t) - deplasarea pistonului față de punctul mort interior.

Fig. 4.11. Elementele geometrice ale mecanismului bielă-manivelă.

Din figura 4.11 rezultă:

$$x(t) = b + r - b \cdot \cos\alpha(t) - r \cdot \cos\theta(t) \tag{4.16}$$

$$b \cdot \sin\alpha(t) = r \cdot \sin\theta(t) \tag{4.17}$$

unde $\theta(t) = \omega \cdot t$ şi ω este viteza unghiulară a manivelei. Din ultima relație se poate calcula:

$$\cos\alpha = \sqrt{1 - \frac{r^2}{b^2}\sin^2\theta}\,.$$

Deoarece $r/b = \lambda < 1$, prin dezvoltarea radicalului în serie rezultă

$$\cos\alpha \cong 1 - \frac{\lambda^2}{2}\sin^2\theta \tag{4.18}$$

iar relația (4.16) devine

$$x(t) \cong r\left[1 - \cos\theta(t) + \frac{\lambda}{2}\sin^2\theta(t)\right] \tag{4.19}$$

Debitul teoretic instantaneu rezultă din relația

$$Q_t(t) = \frac{dV(t)}{dt} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \tag{4.20}$$

în care $d\theta / dt = \omega$, deci

$$Q_t(t) = \frac{\pi \cdot D^2}{4}\omega \cdot r\left[\sin\theta(t) + \frac{\lambda}{2}\sin 2\theta(t)\right] \tag{4.21}$$

Se numeşte *debit teoretic specific instantaneu* mărimea adimensională

$$Q_{ts}(t) = \frac{Q_t(t)}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}\omega \cdot r} \cong \sin\theta(t) + \frac{\lambda}{2}\sin 2\theta(t) \tag{4.22}$$

care nu depinde de mărimea pompei. Uzual $\lambda \cong 1/5$, astfel că debitul teoretic specific instantaneu variază practic sinusoidal (fig. 4.3,c).

Debitul teoretic mediu al pompei este

$$Q_{tm} = \frac{\pi \cdot D^4}{4} 2 \cdot r \cdot n = \frac{\pi \cdot D^4}{4}\omega \cdot r\frac{1}{\pi} \tag{4.23}$$

n fiind turația manivelei [rot/s]. *Debitul teoretic mediu specific*,

$$Q_{tms} = \frac{Q_{tm}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}\omega \cdot r} = \frac{1}{\pi}$$

este independent de pompă.

Gradul de neuniformitate al debitului, definit prin relația

$$\delta_Q = \frac{Q_{t\max} - Q_{t\min}}{Q_{tm}} \tag{4.24}$$

are o valoare foarte mare, $\delta_Q = \pi$, care impune, în majoritatea aplicațiilor, utilizarea hidrofoarelor.

4.2.3. Pompe policilindrice cu cilindri imobili

a) Pompele cu cilindri imobili dispuşi în linie se folosesc îndeosebi pentru vehicularea lichidelor incompatibile cu mecanismul de acţionare al pistoanelor.

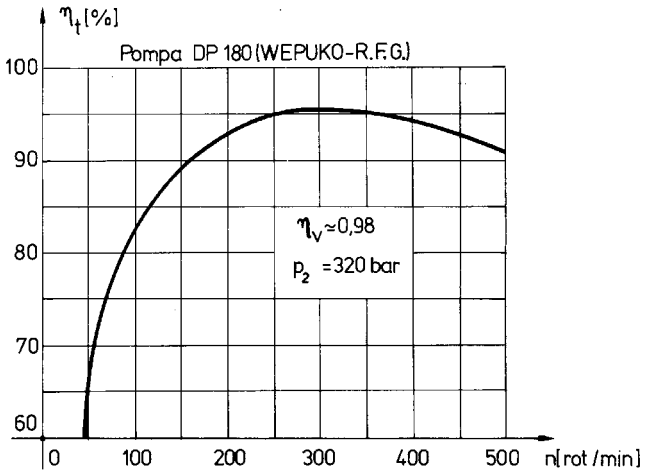


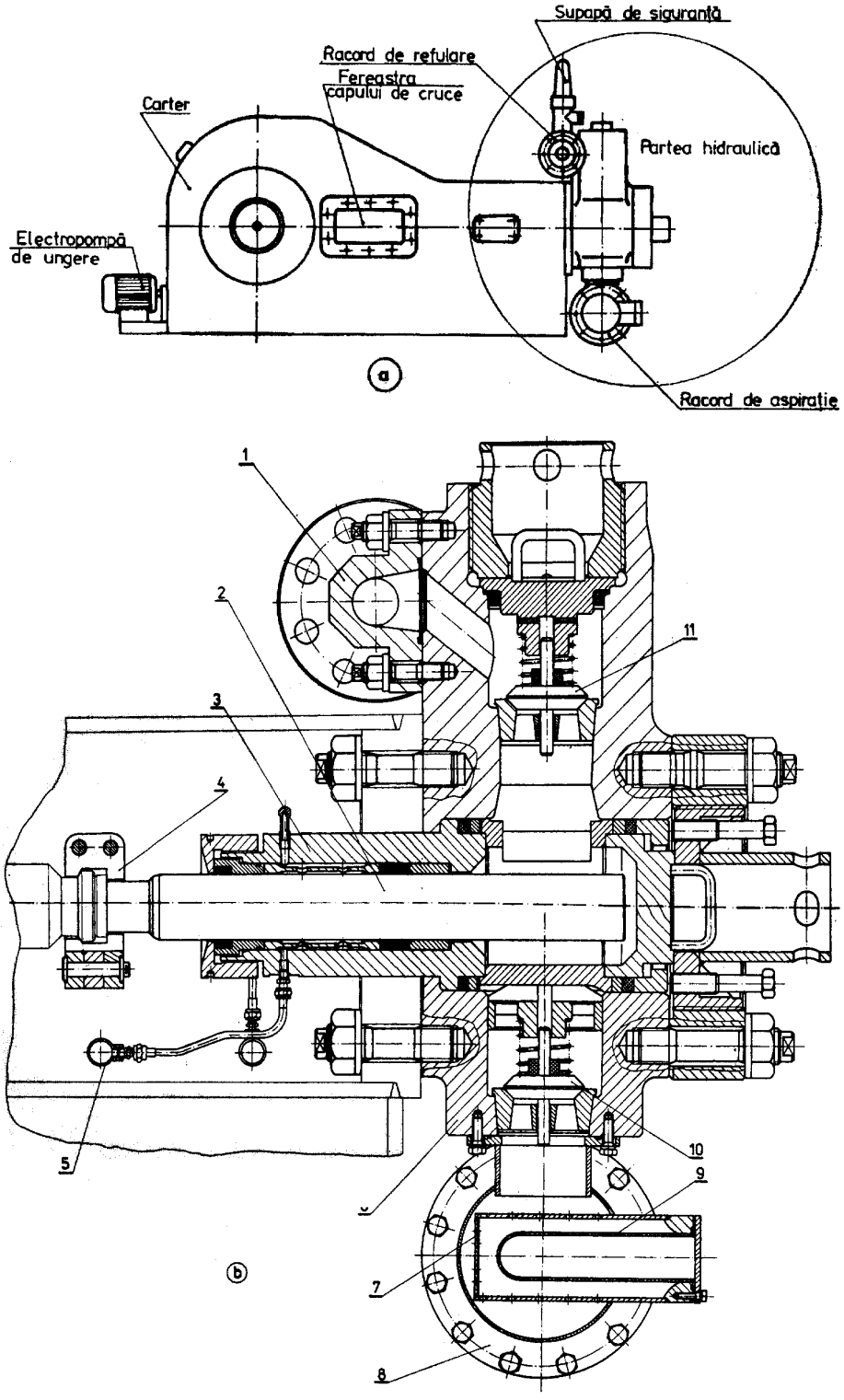
Fig. 4.12. Variaţia randamentului total al unei pompe cu pistoane în funcţie de turaţie la presiune constantă.

Este cazul pompelor utilizate în industria chimică, pentru alimentarea cu noroi a turbinelor axiale multietajate de foraj, pentru alimentarea cu apă a cazanelor de abur, a preselor hidraulice de mare capacitate etc.

La pompele cu simplu efect, pistoanele sunt în general de tip plunjer, antrenarea lor fiind făcută de un arbore cotit prin biele şi capete de cruce. În vederea evitării cavitaţiei, turaţia se limitează la valori reduse (100 ... 300 rot/min), intercalându-se un reductor de turaţie cu o treaptă sau două între motor şi pompă. Deşi pulsaţiile debitului sunt mici, aceste pompe sunt prevăzute cu hidrofoare, îndeosebi de refulare.

Distribuţia se realizează cu supape de sens. Randamentul volumic este practic egal cu unitatea. În figura 4.12 se prezintă variaţia randamentului total în funcţie de turaţie, la presiune de refulare constantă (320 bar), pentru pompa DP 180 produsă de firma WEPUKO (Germania).

Presiunea de refulare maximă uzuală este de circa 2000 bar, puterea maximă uzuală atingând 1200 kW. Etanşarea pistonului sau tijei acestuia se realizează cu materiale moi, sub formă de şnur împletit din azbest grafitat, teflon ş.a., sau cu garnituri elastomerice care etanşează prin deformarea provocată de presiunea lichidului din cilindru. În figura 4.13,a,b se prezintă un exemplu de pompă cu trei plunjere (triplex), utilizată pentru pomparea noroiului de foraj. Datorită frecvenţei mari de înlocuire a elementelor de uzură, pompa este concepută astfel încât cutia de etanşare (presetupa), plunjerele şi supapele să constituie suban-


Supapă de siguranță
Racord de refulare
Fereastra capului de cruce
Carter
Partea hidraulică
Electropompă de ungere
a
Racord de aspirație
1
2
3
4
5
11
10
9
7
8
b

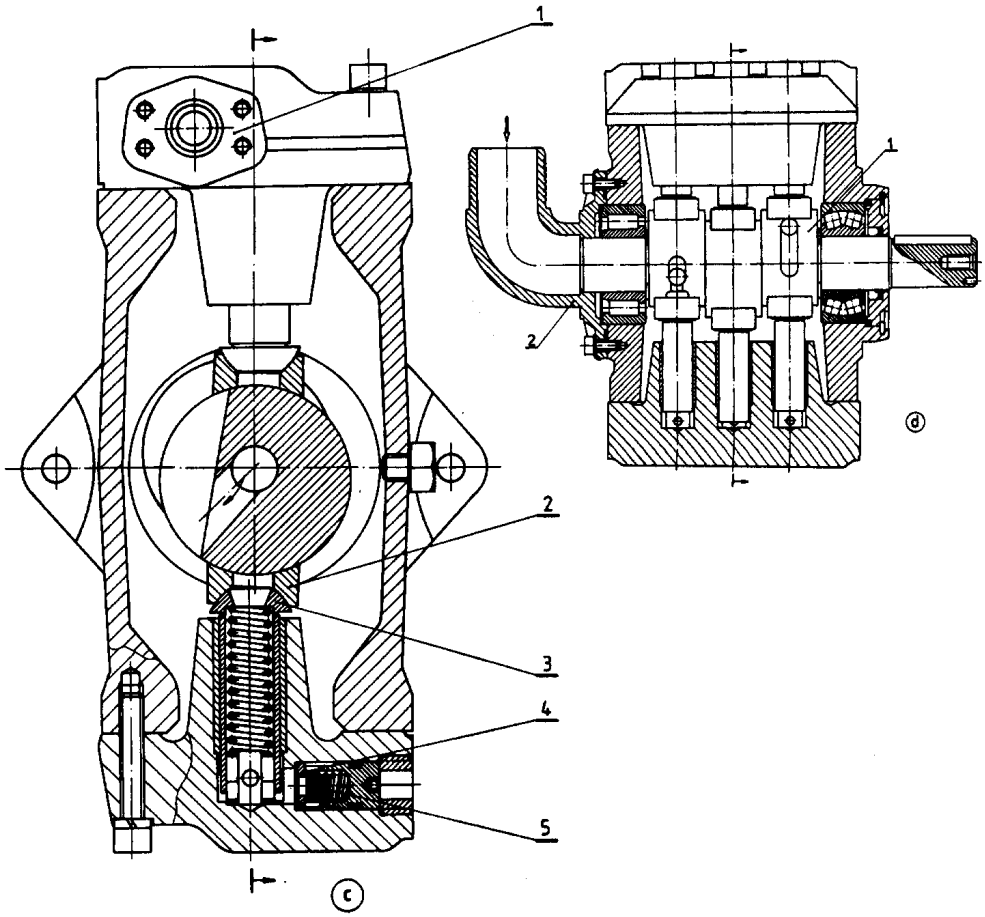


Fig.4.13. Pompe cu cilindri dispuşi în linie:
a) pompă triplex (vedere de ansamblu); b) pompă triplex (secţiune prin partea hidraulică): 1 – racord de refulare; 2 – plunjer; 3 – cutie de etanşare; 4 – cuplaj axial; 5 – colectorul drenului; 6 – corpul pompei; 7 – hidrofor de aspiraţie; 8 – racord de aspiraţie; 9 – membrana hidroforului; 10 – supapă de aspiraţie; 11 – supapă de refulare; c) pompă cu came circulare: 1 – camă cu fereastră de aspiraţie; 2 – racord de aspiraţie; d) pompă cu came circulare: 1 – racord de refulare; 2 – patină hidrostatică; 3 – piston; 4 – scaunul supapei de refulare; 5 – ventilul supapei de refulare.

samble amovibile.

Pompele cu cilindri imobili dispuşi în linie sunt larg răspândite şi ca pompe dozatoare (permit pomparea unui volum de lichid precis determinat şi reglabil la o rotaţie completă a arborelui) pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere internă, acţionarea pistoanelor făcându-se prin came profilate conform necesităţilor procesului de ardere a combustibilului injectat în cilindri.

În ultimul deceniu au fost perfecţionate pompele cu cilindri imobili dispuşi în linie ale căror pistoane sunt antrenate de un arbore cu came circulare, aspiraţia lichidului făcându-se printr-o fantă alimentată de un canal practiat axial în arbore.

În figura 4.13,c,d se prezintă o astfel de pompă simplă şi robustă produsă de firma POCLAIN (Franța), pentru alimentarea instalațiilor hidraulice ale utilajelor mobile.

b) Pompele cu cilindri imobili axiali se utilizează pentru pomparea lichidelor lubrifiante, debitul fiind constant. Pistoanele sunt acționate de un disc înclinat cu 8…18^o față de axa de rotație (disc fulant), prin intermediul unui rulment radial-axial (figura 4.7, 4.14 - pompa MEILLER produsă de Uzina Mecanică Plopeni) sau prin lagăre hidrostatice axiale (patine hidrostatice), ca în figura 4.15 (pompă produsă de firma TOWLER - Anglia). Distribuția se realizează, de obicei, cu supape, atât la aspirație, cât şi la refulare, distribuitorul rotativ (cilindric) antrenat de arbore fiind utilizat îndeosebi în cazul maşinilor reversibile (fig. 4.16,a-maşină reversibilă produsă de firma DONZZELI - Italia). Supapele de aspirație pot fi evitate în cazul sprijinirii pistoanelor pe discul fulant prin lagăre hidrostatice, dacă în disc se practică o fantă în formă de semilună care permite accesul lichidului din carcasă în cilindri prin pistoane. O altă soluție de realizare a aspirației fără supape de sens a fost dezvoltată de firma BOSCH din Germania (fig. 4.16,b). Arcurile din cilindri împing pistoanele spre discul fulant, determinând în faza de aspirație vidarea cilindrilor; umplerea acestora cu lichid din conducta de aspirație se produce rapid, prin degajările dreptunghiulare ale pistoanelor, la ieşirea din cilindri. Debitul acestei pompe se reglează cu un drosel amplasat pe traseul de aspirație.

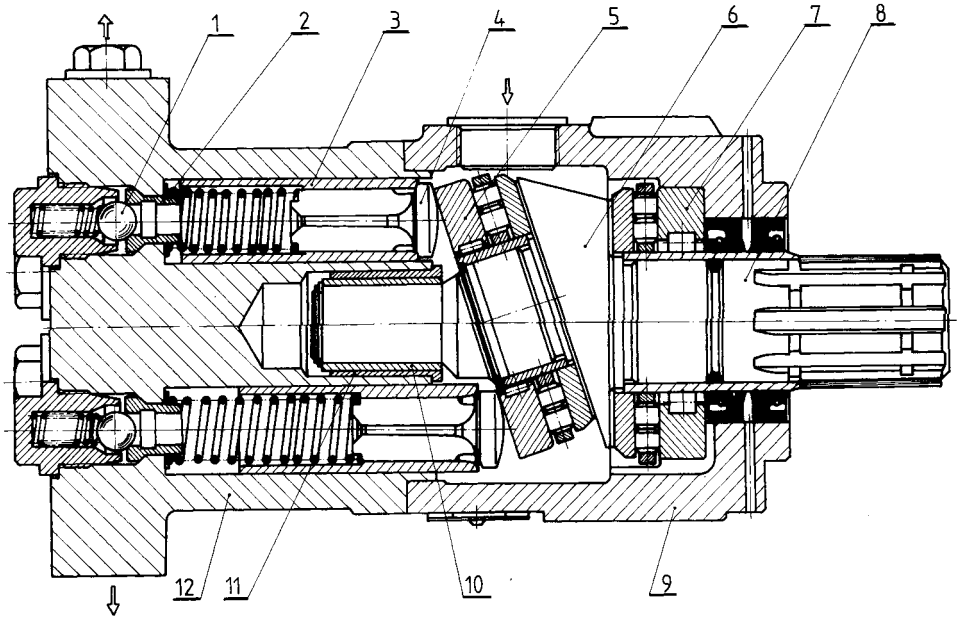


Fig.4.14. Pompă cu disc fulant:
1 – ventilul supapei de refulare; 2 – scaunul supapei de refulare; 3 – piston; 4 – supapă de aspirație; 5 – rulment radial-axial; 6 – disc fulant; 7 – rulment radial-axial; 8 – arbore; 9 – semicarcasă de aspirație; 10 – bucşă suprafinisată; 11 – cuzinet; 12 – semicarcasă de refulare.

Utilizarea supapelor permite obținerea unor presiuni de circa 700 bar, limita actuală fiind de circa 2000 bar. În cazul distribuitoarelor rotative, presiunea de funcționare continuă nu depășește 350 bar.

Cursa de aspirație a pistoanelor se realizează uzual datorită unor arcuri amplasate în cilindri sau prin supraalimentare cu o pompă auxiliară (fig. 4.15). Aceste soluții asigură contactul permanent dintre pistoane şi discul fulant în faza de aspirație.

Antrenarea pistoanelor prin rulment limitează presiunea maximă de funcționare continuă la circa 250 bar datorită presiunii mari de contact dintre pistoane şi inelul mobil al rulmentului axial şi datorită solicitării acestuia. În cazul utilizării lagărelor hidrostatice, presiunea maximă de funcționare continuă este limitată de ruperea peliculei portante în anumite condiții de vâscozitate, temperatură şi contaminare a lichidului. Există variante constructive care funcționează la 2000 bar cu o înclinare a discului de circa 8^o.

Deşi pulsația debitului acestor pompe este redusă, pulsația corespunzătoare a presiunii determină zgomote şi vibrații în întreaga instalație, putând provoca ruperea conductelor şi a altor componente prin oboseală.

c) Pompe cu cilindri imobili radiali. Se utilizează îndeosebi pentru alimentarea cu debit constant a instalațiilor de acționare hidraulică. Mişcarea radială a pistoanelor este provocată de un excentric prin intermediul unui rulment radial (fig. 4.17) sau al unor lagăre hidrostatice (fig. 4.8, 4.18). Contactul dintre pistoane şi excentric în faza de aspirație este asigurat de arcuri amplasate în cilindri sau exterioare acestora (în cazul pompelor de presiune mare). Distribuția se realizează, în general, cu supape; este posibilă înlocuirea supapelor de aspirație cu o fantă practicată în excentric, extinsă la circa 180^0, lichidul pătrunzând în cilindri prin pistoane (fig. 4.18 - pompă produsă de firma WEPUKO - Germania). Utilizarea supapelor permite funcționarea continuă la o presiune de refulare de circa 700 bar. Maşinile hidraulice volumice cu cilindri radiali imobili la care distribuția se realizează cu distribuitor rotativ se utilizează îndeosebi ca motoare lente, la presiuni sub 350 bar.

Aplicația 4.1 - Calculul hidrofoarelor pompelor cu pistoane

Calculul hidropneumatic al unui hidrofor de pompă cu piston are ca obiect determinarea volumului de gaz, V_{max}, necesar pentru a asigura o pulsație impusă a debitului. Se consideră de exemplu un hidrofor de aspirație (fig. A.4.1-1) şi se admite, într-o primă aproximație, că debitul conductei de aspirație este constant (fig. A.4.1-2).

În intervalul $[\theta_1, \theta_2]$ pompa aspiră din hidrofor volumul

$$\Delta V' = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \omega \cdot r \int_{t_1}^{t_2} \left(Q_{ts} - Q_{tms}\right) dt \cong \frac{\pi \cdot D^2}{4} r \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\sin\theta - \frac{1}{\pi} \right) d\theta \qquad (4.1.1)$$

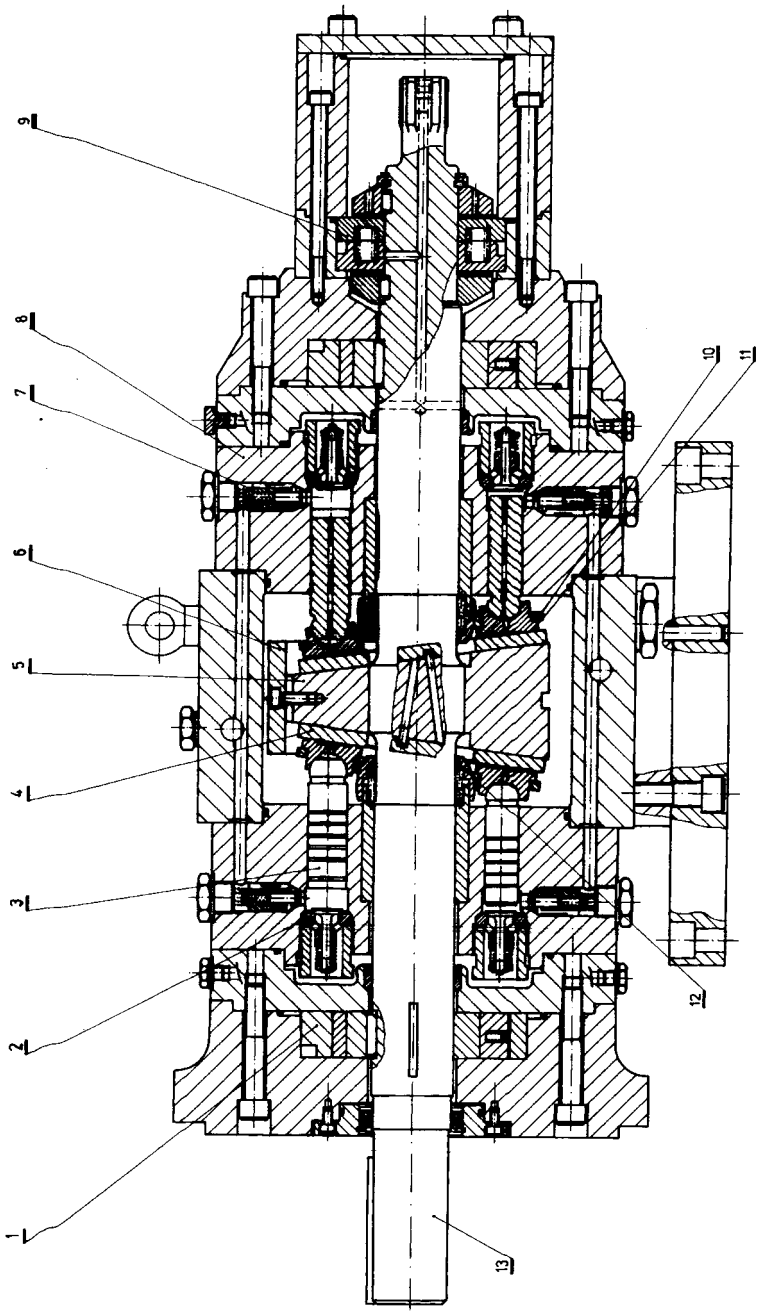


Fig.4.15. Pompă cu disc fulant dublu:
1 - pompă de supraalimentare cu angrenaj interior; 2 - supapă de aspirație; 3 – piston; 4 - glisieră; 5 - disc fulant dublu; 6 - inel de echilibrare; 7 - supapă de refulare, 8 - blocul cilindrilor; 9 - lagăr axial dublu, 10 - placă de reținere a patinelor hidrostatice; 11 - patină hidrostatică; 12 - bucşă sferică; 13 - arbore.

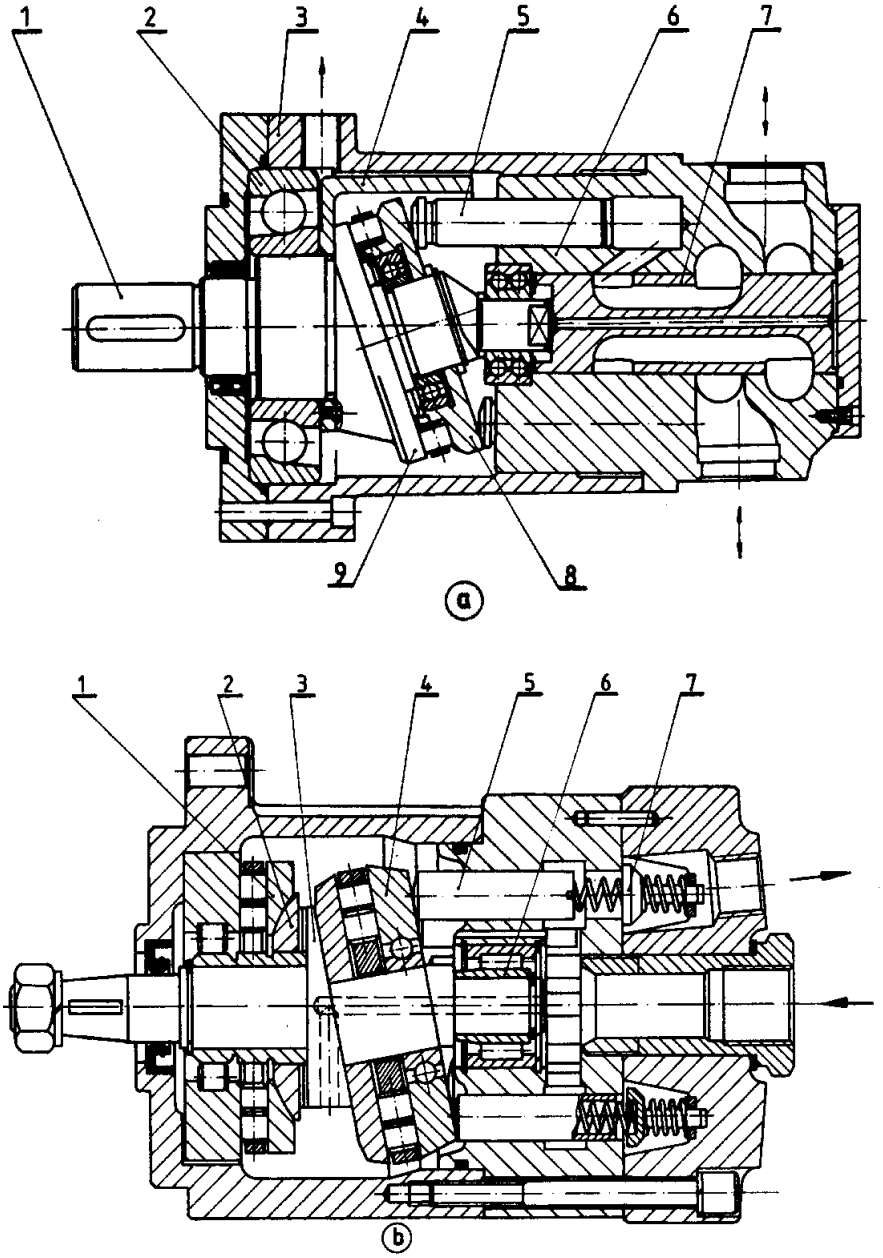


Fig.4.16. Pompe cu disc fulant:
a) pompă cu disc fulant şi distribuitor rotativ cilindric: 1 - arbore; 2 - rulment radial-axial; 3 - carcasă; 4 - inel de echilibrare; 5 - piston; 6 – blocul cilindrilor;7- distribuitor cilindric rotativ; 8 - rulment radial-axial; 9 - disc fulant; b) pompă cu disc fulant fără supape de aspiraţie: 1 - rulment radial-axial; 2 - bucşă sferică; 3 - disc fulant; 4 - rulment radial - axial; 5 - piston; 6 - rulment radial cu role cilindrice; 7 - supapă de refulare.

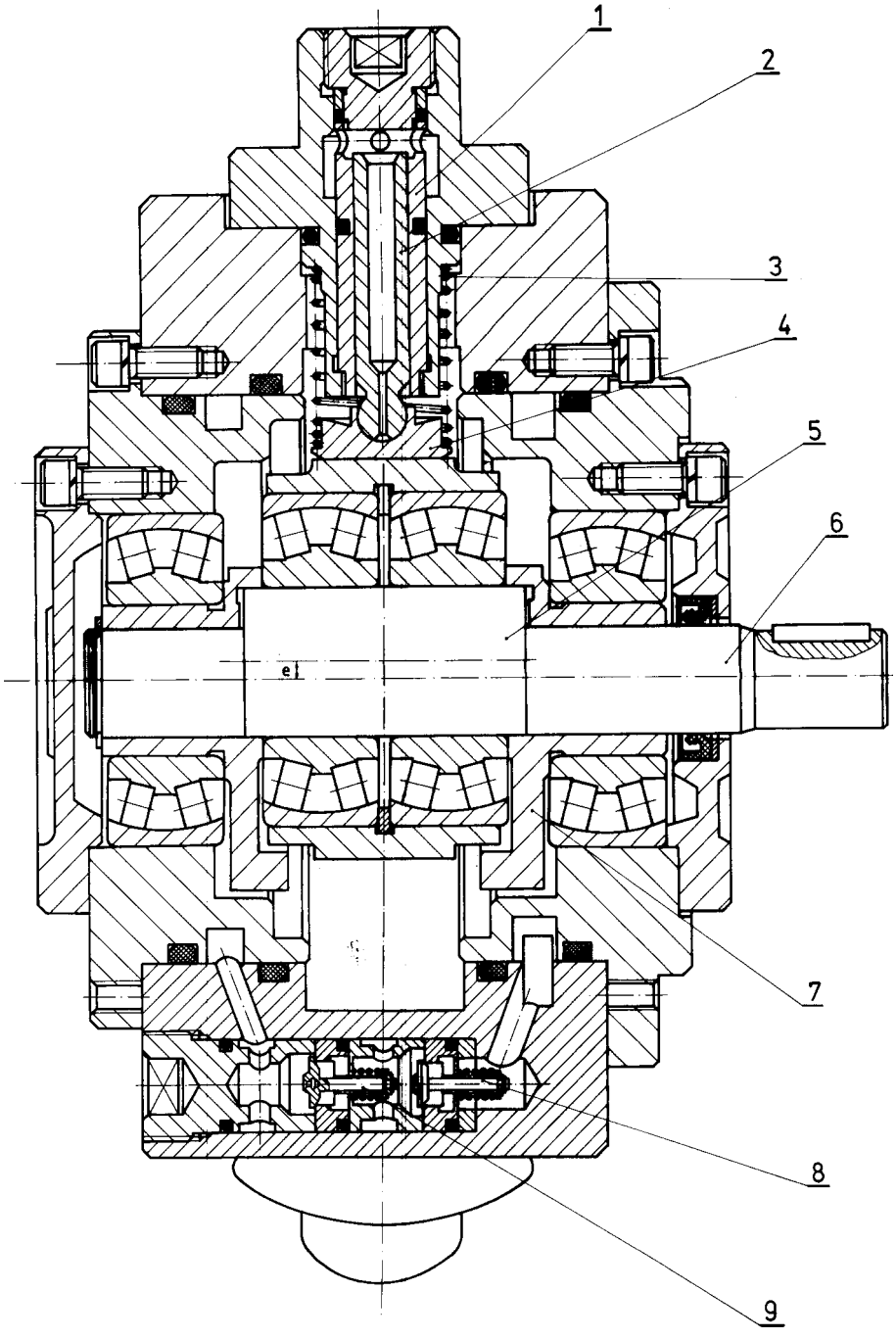


Fig.4.17. Pompă cu pistoane radiale şi excentric:
1 – cilindru; 2 – piston; 3 – resortul pistonului; 4 – patină; 5 – excentric; 6 – arbore;
7 – inel de echilibrare; 8 – supapă de aspirație; 9 – supapă de refulare.

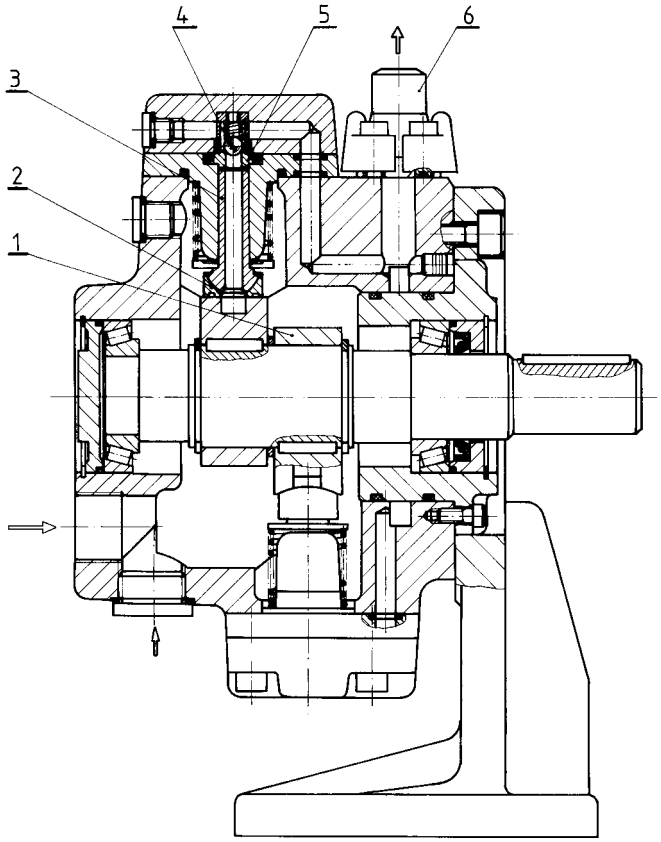


Fig.4.18. Pompă cu pistoane radiale şi excentric:
1 – excentric cu fantă de aspirație; 2 – patină hidrostatică; 3 – piston; 4 – ventilul supapei de refulare; 5 – scaunul supapei de refulare; 6 – racord de refulare.

Fig. A.4.1-1. Hidrofor de aspirație.

Fig. A.4.1-2. Variația debitului teoretic specific aspirat, debitului real, presiunii şi volumului de gaz pentru un hidrofor de aspirație.

Unghiurile θ_1 şi θ_2 rezultă din condiția $Q_{ts} = Q_{tms}$, deci sin $\theta_{1,2} = 1/\pi$. Rezultă $\theta_1 = 0{,}324$ rad, $\theta_2 = 2{,}817$ rad şi

$$\Delta V' = 0{,}55\frac{\pi \cdot D^2}{4}2r \tag{4.1.2}$$

Asigurarea unui debit constant pe conducta de aspirație necesită un hidrofor de volum infinit. Practic se admit pulsații ale presiunii evaluate prin gradul de neuniformitate

$$\delta_p = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_m} \tag{4.1.3}$$

deci pulsații ale volumului de gaz din hidrofor, evaluate prin gradul de neuniformitate

$$\delta_V = \frac{(V_{max} - V_{min})}{V_m} = \frac{\Delta V}{V_m} \tag{4.1.4}$$

unde p_m şi V_m sunt valori medii în timp. Dacă se admite că evoluția gazului din hidrofor este izotermă (fig. A.4.1-3),

$$p_{max} \cdot V_{min} = p_{min} \cdot V_{max} = p_m \cdot V_m$$

Dacă se admite că

$$p_m = \sqrt{p_{min} \cdot p_{max}} \tag{4.1.5}$$

şi

$$V_m = \sqrt{V_{min} \cdot V_{max}}$$

rezultă

$$\delta_p = \delta_V = \frac{\Delta V}{V_m} \tag{4.1.6}$$

deci

$$\Delta V = V_m \cdot \delta_p$$

Dar

$$\Delta V = V_{max} - V_{min} = V_{max} - \frac{V_m^2}{V_{max}}.$$

Ultimele două relații conduc la ecuația

$$V_{max}^2 - \Delta V \cdot V_{max} - V_m^2 = 0\,, \tag{4.1.7}$$

a cărei soluție acceptabilă este

$$V_{max} = \frac{\Delta V}{2} + \sqrt{\frac{\Delta V^2}{4} + V_m^2} = \frac{\Delta V}{2}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{4V_m^2}{\Delta V^2}}\right) \cong \Delta V\left(0{,}5 + \frac{1}{\delta_p}\right) \tag{4.1.8}$$

Dacă se admite că variația volumului de gaz din hidrofor, ΔV, este egală cu cea calculată în ipoteza debitului aspirat constant, $\Delta V'$,calculul volumului de gaz necesită numai specificarea gradului de neuniformitate al presiunii. Pentru hidroforul de aspirație se admite δ_{pa} = 0,05 ... 0,1, iar pentru cel de refulare - δ_{pa} = 0,02 ... 0,05 (calculul fiind similar). Volumul "mort" al hidroforului, V'_0, rezultă din condiții constructive, iar presiunea medie este impusă de instalație şi de debitul mediu al pompei.

Gazul din hidrofor şi lichidul din conducta pe care este amplasat formează un sistem inerto-elastic care poate intra în rezonanță cu pompa. Fenomenul afectează îndeosebi conducta de refulare, când aceasta are o lungime mare. Se consideră sistemul din figura A.4.1-4. Calculul frecvenței sale proprii se face admițând (ca şi în calculul anterior) că evoluția gazului este izotermă.

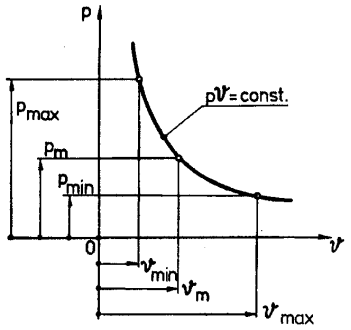


Fig. A.4.1-3. Definirea presiunilor şi volumelor caracteristice pentru un hidrofor de aspirație.

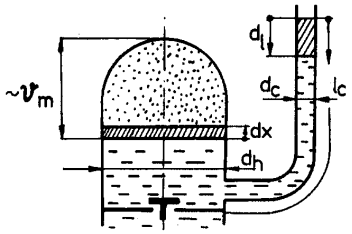


Fig. A.4.1-4. Schemă de calcul pentru frecvența naturală a sistemului hidrofor - conductă de refulare.

Creşterea de presiune dp, provocată de pătrunderea în hidrofor a unui volum de lichid,

$$dV = \frac{\pi \cdot d_h^2}{4} dx = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} dl \tag{4.1.9}$$

din conducta de refulare, poate fi calculată din relația

$$p_m \cdot V_m = (p_m + dp) \cdot (V_m - dV)$$

în care se neglijează produsul dp·dV:

$$dp \cong p_m \frac{dV}{V_m} \tag{4.1.10}$$

Utilizând relația (4.1.9) se obține

$$dp \cong \frac{p_m}{V_m} \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} dl$$

Forța elastică exercitată de gaz asupra coloanei de lichid variază cu

$$dF_e = dp \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} = \frac{p_m}{V_m} \left(\frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right)^2 dl$$

deci constanta elastică a sistemului este

$$K = \frac{dF_e}{dl} = \frac{p_m}{V_m} \left(\frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right)^2 \tag{4.1.11}$$

Masa lichidului care oscilează este practic

$$M \cong \frac{\rho \cdot l_c \cdot \pi \cdot d_c^2}{4},$$

iar frecvența naturală a sistemului este

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{p_m}{\rho \cdot l_c \cdot V_m} \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} \tag{4.1.12}$$

Pompa cu un singur piston excită acest sistem cu frecvența $f_p = n$. Pentru evitarea rezonanței, în practică se admite $n < 0{,}3\ f_s$.

Aplicația 4.2 - Calculul turației maxime a unei pompe cu un piston

Turația unei pompe este limitată din punct de vedere hidraulic de apariția fenomenului de cavitație, care este inițiat în faza de aspirație prin scăderea presiunii în zona de aspirație sub valoarea presiunii de vaporizare a lichidului.

La pompele volumice, elementul activ provoacă depresiunea necesară aspirației prin mărirea volumului camerei pe care o creează împreună cu celelalte elemente ale mecanismului din care face parte. Mărimea depresiunii necesare umplerii camerei cu lichid depinde de valoarea presiunii din rezervorul de aspirație, de înălțimea de aspirație şi de pierderea de sarcină pe traseul de aspirație, determinată de debitul instantaneu. În transmisiile hidraulice se vehiculează lichide a căror viscozitate, relativ mare, variază mult cu temperatura. La scăderea acesteia,

viscozitatea creşte şi pentru un debit dat măreşte pierderea de sarcină pe traseul de aspirație deoarece curgerea are, în general, un caracter laminar. Astfel, pericolul cavitației crește, necesitând fie reducerea turației, fie preîncălzirea lichidului.

Pentru a evidenția concret influența temperaturii asupra funcționării pompelor volumice se calculează turația maximă a unei pompe cu un piston având diametrul D = 0,02 m şi raza manivelei r = 0,02 m, echipată cu hidrofor de aspirație. Depresiunea maximă admisă la intrarea în pompă este $(p_{at} - p_a)/(\rho \cdot g)$ = 3 m col. lichid. Se pompează ulei mineral H12 (STAS 9691-80), având la 50°C viscozitatea cinematică $\nu_{50} = 21{,}5 \cdot 10^{-6}$ m^2/s. În intervalul de temperatură de lucru, t = 30 ... 70^{0}C, viscozitatea acestui ulei variază după legea

$$\nu(t) = \nu_{50}\left(\frac{50}{t}\right)^2 .$$

Conducta de aspirație are diametrul d_a = 0,01 m şi lungimea echivalentă l_a=1,4 m, iar înălțimea de aspirație geodezică este H_{ag} = 1 m.

Din relația lui Bernoulli, aplicată între suprafața liberă a lichidului din rezervorul de aspirație şi suprafața de intrare în pompă, rezultă, neglijând termenii cinetici,

$$\frac{p_{at}}{\rho \cdot g} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} + H_{ag} + h_{ra}$$

Viscozitatea lichidului pompat fiind mare, se poate presupune că mişcarea sa pe conducta de aspirație este laminară (urmând a se verifica această caracteristică), deci

$$h_{ra} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{v_a^2}{2g} \cdot \frac{l_a}{d_a} = \frac{32\nu \cdot l_a \cdot v_a}{g \cdot d_a^2}$$

Din cele două relații rezultă

$$\frac{p_{at} - p_a}{\rho \cdot g} - H_{ag} = \frac{32\nu \cdot l_a \cdot v_a}{g \cdot d_a^2} \qquad (4.2.1)$$

Hidroforul de aspirație uniformizează practic curgerea în conducta de aspirație, deci

$$v_a \cong \frac{4Q_{tm}}{\pi \cdot d_a^2} = \frac{4}{\pi \cdot d_a^2}\frac{\pi \cdot D^2}{4} 2 \cdot r \cdot n = \frac{D^2}{d_a^2} 2 \cdot r \cdot n \qquad (4.2.2)$$

Relația (4.2.1) devine

$$n_{max} = A\left(\frac{t}{50}\right)^2 \qquad (4.2.3)$$

unde

$$A = \frac{g \cdot d_a^2}{64 \cdot l_a \cdot r \cdot D^2 \cdot \nu_{50}} \left(\frac{p_{at} - p_a}{\rho \cdot g} - H_{ag} \right) \tag{4.2.4}$$

În cazul studiat A = 12,91 s^{-1}; pentru t = 30 ... 70^0C, n_{max} = 4,46...27,4 rot/s. Numărul Re corespunzător curgerii în conducta de aspirație este

$$Re = \frac{v_a \cdot d_a}{\nu} = B \left(\frac{t}{50} \right)^4 \tag{4.2.5}$$

unde

$$B = \frac{g \cdot D \cdot d_a^3}{32 \cdot l_a \cdot \nu_{50}^2} \left(\frac{p_{at} - p_a}{\rho \cdot g} - H_{ag} \right) \tag{4.2.6}$$

Pentru datele considerate B = 19,48; între t = 30 şi 70^0C, Re = 2,52...74,83, deci mişcarea este laminară.

Se constată că la temperaturi mici turația admisibilă a pompei se reduce mult, impunând preîncălzirea uleiului, presurizarea rezervorului de aspirație sau supraalimentarea pompei cu o altă pompă mai puțin sensibilă la cavitație.

Funcționarea la temperaturi reduse fără aceste precauții poate provoca alterarea rapidă a performanțelor pompelor (caz frecvent întâlnit la utilajele mobile).

4.2.4. Supapele de sens ale pompelor cu pistoane

O supapă de sens este un orificiu cu deschidere variabilă, realizată de un obturator prin forțe de presiune. Obturatorul poate fi rigid, având mişcare de rotație (se numeşte "clapetă", fig. 4.19) sau de translație (se numeşte "ventil", fig. 4.20) sau poate fi elastic (fig. 4.21).

În absența forțelor de presiune, obturatorul închide orificiul sub acțiunea greutății sau elasticității sale, sau datorită unui arc. Deplasarea obturatorului este limitată de un opritor sau de un arc.

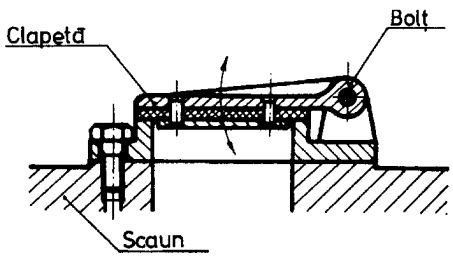


Fig. 4.19. Supapă de sens cu clapetă.

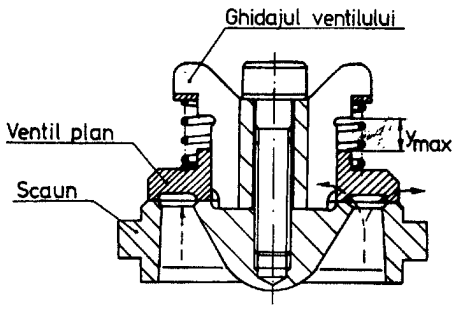


Fig. 4.20. Supapă de sens cu ventil plan.

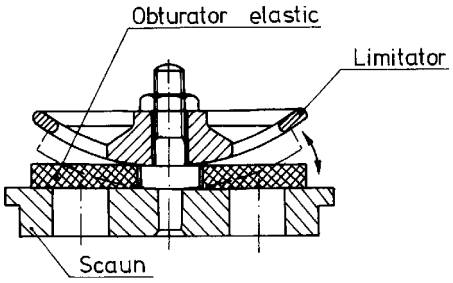


Fig. 4.21. Supapă de sens cu obturator elastic.

Aplicația 4.3. Dimensionarea unei supape cu ventil plan circular

Calculul hidraulic al supapelor de sens ale pompelor cu pistoane are ca scop dimensionarea elementelor componente şi verificarea funcționării lor conform unor criterii impuse (pierdere de presiune minimă, zgomot minim etc.). Aceste probleme se rezolvă pe baza analizei comportării dinamice a supapelor de sens.

Se consideră ca exemplu supapa cu ventil plan circular (taler) din figura A.4.3-1,a.

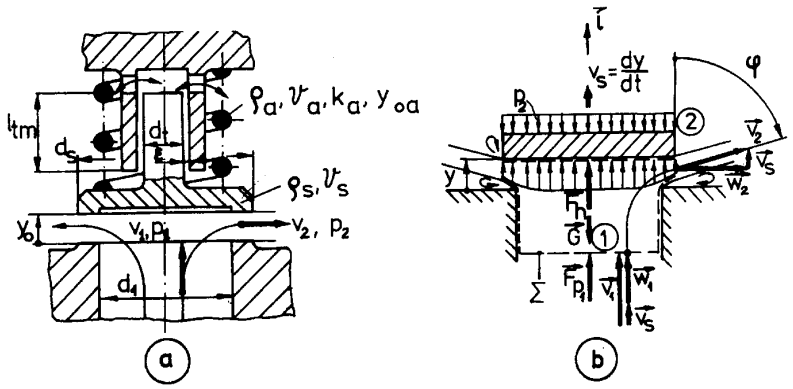


Fig. A.4.3-1. Supapă de sens cu ventil plan circular:
a) schema funcțională; b) schemă pentru calculul forțelor de presiune pe ventil.

Ecuația de mişcare a ventilului rezultă din relația:

$$\vec{F}_g + \vec{F}_i + \vec{F}_e + \vec{F}_f + \vec{F}_p = 0 \tag{4.3.1}$$

în care F_g este forța de greutate a ventilului şi a arcului în lichid; F_i - forța de inerție a ventilului şi arcului; F_e - forța elastică a arcului; F_f - forța de viscozitate corespunzătoare lichidului dintre tija ventilului şi ghidajul acesteia; F_p - rezultanta forțelor de presiune asupra ventilului.

Greutatea ventilului şi arcului în lichid este

$$F_g = g\left[V_s\left(\rho_s - \rho\right) + V_a\left(\rho_a - \rho\right)\right] \tag{4.3.2}$$

V_s fiind volumul ventilului; ρ_s - densitatea materialului ventilului; V_a - volumul arcului; ρ_a - densitatea materialului arcului; ρ - densitatea lichidului.

Datorită inerției, numai o parte din spirele arcului (circa 30%) participă la procesul dinamic, astfel că

$$F_i = -\left(\rho_s \cdot V_s + 0{,}3 \cdot \rho_a \cdot V_a\right)\frac{d^2y}{dt^2} \tag{4.3.3}$$

unde y este deschiderea supapei (fig. A.4.3-1,b).

Forța elastică a arcului este

$$F_e = K_a\left(y + y_{0a}\right) \tag{4.3.4}$$

în care K_a este constanta elastică şi y_{0a} - precomprimarea.

Dacă mişcarea lichidului în spațiul dintre tija ventilului şi ghidajul acesteia este laminară,

$$F_f = -\tau \cdot A = -\frac{V_s \cdot \pi \cdot d_t \cdot l_{tm} \cdot \eta}{\varepsilon} = -\frac{\pi \cdot \eta \cdot d_t \cdot l_{tm}}{\varepsilon} \cdot \frac{dy}{dt} \tag{4.3.5}$$

unde τ este efortul tangențial pe suprafața tijei; A - aria laterală a părții din tijă aflată în ghidaj; η - viscozitatea dinamică a lichidului; d_t - diametrul tijei ventilului; l_{tm} - lungimea medie a tijei în ghidaj; ε - jocul radial dintre tijă şi ghidaj; $v_s = dy/dt$- viteza ventilului.

Pentru determinarea rezultantei forțelor de presiune se neglijează într-o primă aproximație influența mişcării ventilului în ecuația de continuitate,

$$\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} v_1 \cong c_c \cdot \pi \cdot d_s \cdot y \cdot v_2$$

şi în relația lui Bernoulli, aplicată pe o linie de curent între intrarea şi ieşirea din supapă

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g}\zeta_s \tag{4.3.6}$$

În aceste relații d_1 este diametrul scaunului supapei, v_1 - viteza medie a lichidului la intrarea în supapă; d_s - diametrul talerului, v_2 - viteza medie a lichidului la ieşirea din supapă; c_c - coeficientul de contracție al curentului la trecerea prin supapă; p_1 şi p_2 - presiunile medii în secțiunile corespunzătoare vitezelor v_1 şi v_2.

Din ultimele două relații rezultă

$$v_2 = c_v \sqrt{2 \cdot \frac{p_1 - p_2}{\rho}} \tag{4.3.7}$$

unde

$$c_v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_s - \left(\frac{4\pi \cdot d_s \cdot c_c \cdot y}{d_1^2} \right)^2}} \tag{4.3.8}$$

este coeficientul de viteză al supapei, care depinde de destinația acesteia (aspirație sau refulare) şi afectează randamentul hidraulic al pompei. Ținând seama de contracția jetului la ieşirea din supapă debitul real care o parcurge este

$$Q_s = \pi \cdot d_s \cdot y \cdot c_d \sqrt{2 \cdot \frac{p_1 - p_2}{\rho}} \tag{4.3.9}$$

unde $c_d = c_v \cdot c_c$ este coeficientul de debit al supapei, care depinde de deschiderea acesteia. Pentru supapele cu ventil plan se poate utiliza relația

$$c_d = \frac{1}{\sqrt{1 + 20 \frac{y}{d_1}}} \tag{4.3.10}$$

Relația (4.3.9) este valabilă în regim staționar, deci utilizarea ei în studiul dinamicii supapei introduce o aproximație prin neglijarea inerției lichidului supus accelerării (decelerării) între intrarea şi ieşirea din supapă, a efectului de piston al talerului etc.

Se aplică în continuare teorema impulsului considerând suprafața de control Σ din figura A.4.3-1,b, care se deplasează sincron cu talerul:

$$\rho \cdot Q_s \left(\vec{w}_2 - \vec{w}_1 \right) = \vec{F}_{p1} + \vec{F}_{p2} - \vec{F}_h + \vec{G} \tag{4.3.11}$$

Aici

$$\vec{w}_1 = \vec{v}_1 - \vec{v}_s \quad \text{şi} \quad \vec{w}_2 = \vec{v}_2 - \vec{v}_s$$

sunt vitezele relative ale lichidului față de ventil la intrarea şi ieşirea din suprafața de control; $\vec{v}_s = \vec{i} \cdot v_s$; $Q_s = w_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 / 4$ - debitul care parcurge suprafața de control; F_{p1} - forța de presiune pe suprafața de intrare în suprafața de control; F_{p2} - forța de presiune pe suprafața de ieşire din suprafața de control (cilindru circular drept); F_h - forța de presiune exercitată de lichidul din suprafața de control asupra talerului; G - greutatea lichidului din suprafața de control.

Se admite că mişcarea lichidului față de taler este radială la ieşirea din suprafața de control, deci componenta axială a vitezei relative $\vec{w}_2$ este nulă şi se

neglijează $\vec{G}$ în raport cu celelalte forțe. Suprafața de ieşire fiind un cilindru circular drept, $F_{p2} = 0$. Proiectând ecuația (4.3.11) după direcția axei supapei se obține

$$-\rho \cdot Q_s (v_1 - v_s) = p_1 \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - F_h \tag{4.3.12}$$

deci

$$F_h = p_1 \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - p_2 \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} + \rho \cdot w_1 \cdot Q_s \tag{4.3.13}$$

Ținând seama şi de forța de presiune exercitată pe suprafața superioară a talerului şi neglijând efectul de piston al acestei fețe rezultă:

$$F_p = p_1 \frac{\pi \cdot d^2}{4} - p_2 \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} + \rho \cdot w_1 \cdot Q_s \tag{4.3.14}$$

Presiunea p_2 poate fi calculată aproximativ din relația (4.3.7)

$$p_2 \cong p_1 - \frac{\rho}{2} \cdot \frac{v_2^2}{c_v^2} \tag{4.3.15}$$

în care se admite

$$v_2 \cong \frac{Q_s}{\pi \cdot d_s \cdot y \cdot c_c}$$

Forța de presiune devine

$$F_p \cong p_1 \frac{\pi}{4}\left(d_1^2 - d_s^2\right) + \frac{\rho \cdot Q_s^2}{\pi}\left[\frac{4}{d_1^2} + \frac{1}{8y^2 \cdot c_d^2}\right] \tag{4.3.16}$$

În cazul supapei de aspirație, presiunea p_1 rezultă din relația lui Bernoulli aplicată pe o linie de curent între suprafața liberă a lichidului din rezervorul de aspirație (aflat de ex. la presiunea p_{at}) şi secțiunea de intrare în supapă, mişcarea având un caracter semipermanent:

$$\frac{p_{at}}{\rho \cdot g} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_a \frac{l_a}{d_a} \cdot \frac{v_a^2}{2g} + \zeta_a \frac{v_a^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_{0-1} \frac{\partial \vec{v}_a}{\partial t} d\vec{s} \tag{4.3.17}$$

unde v_0 este viteza de coborâre a nivelului suprafeței libere din rezervorul de aspirație; λ_a - coeficientul pierderilor de sarcină liniare pe conducta de aspirație; v_a - viteza medie pe conducta de aspirație, $v_a = v_s (d_1 / d_a)^2$; l_a - lungimea (echivalentă) a conductei de aspirație; $d\vec{s}$ - elementul de arc al liniei de curent. Ultimul termen poate fi scris sub forma

$$\frac{1}{g}\int_{0-1}\frac{\partial\vec{v}_a}{\partial t}d\vec{s}\cong\frac{1}{g}\cdot\frac{dv_a}{dt}\int_{0-1}ds=\frac{l_a}{g}\cdot\frac{dv_a}{dt}=\frac{4\cdot l_a}{\pi\cdot g\cdot d_a^2}\cdot\frac{dQ_t}{dt}$$

deci

$$p_1=p_{at}-\frac{8\rho}{\pi^2\cdot d_a^4}\left(\frac{d_a^4}{d_1^4}+\lambda_a\frac{l_a}{d_a}+\sum\zeta_a\right)Q_t^2-\frac{4\rho\cdot l_a}{\pi\cdot d_a^2}\cdot\frac{dQ_t}{dt}\qquad(4.3.18)$$

Înlocuind relațiile (4.3.1), (4.3.3), (4.3.5) şi (4.3.16) în relația (4.3.1), rezultă ecuația de mişcare a ventilului

$$\begin{aligned}&(\rho_s\cdot V_s+0{,}3\rho_a\cdot V_a)\frac{d^2y}{dt^2}=p_1\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_s^2)+\frac{\rho}{\pi}\left(\frac{4}{d_1^2}+\frac{1}{8y^2\cdot c_d^2}\right)Q_s^2-\\&-K_a(y+y_{0a})-g[V_s(\rho_s-\rho)+V_a(\rho_a-\rho)]-\frac{\pi\cdot\eta\cdot d_t^2\cdot l_{tm}}{\varepsilon}\cdot\frac{dy}{dt}\end{aligned}\qquad(4.3.19)$$

Ținând seama de efectul de piston al feței inferioare a ventilului, ecuația de continuitate reală este

$$Q_t\cong Q_s+v_s\frac{\pi\cdot d_1^2}{4}$$

deci

$$Q_s\cong Q_t-\frac{\pi\cdot d_1^2}{4}\cdot\frac{dy}{dt}\qquad(4.3.20)$$

În cazul pompei cu un piston

$$Q_t\cong\frac{\pi\cdot D^2}{4}\omega\cdot r\left(\sin\omega t+\frac{\lambda}{2}\sin 2\omega t\right)\qquad(4.3.21)$$

Comportarea dinamică a supapei este descrisă în sistemul format din ecuațiile (4.3.19), (4.3.20), (4.3.21), (4.3.18) şi (4.3.10), a cărui soluționare se face numeric. O soluție aproximativă poate fi obținută considerând pentru coeficientul de debit şi căderea de presiune pe supapă valori medii în timp şi neglijând influența termenului $(\lambda/2)\sin 2\omega t$ în calculul debitului aspirat. Ecuația de continuitate devine

$$\frac{\pi\cdot d_1^2}{4}\cdot\frac{dy}{dt}+\pi\cdot d_s\cdot y\cdot c_{dm}\sqrt{2\cdot\frac{(p_1-p_2)m}{\rho}}=\frac{\pi\cdot D^2}{4}r\cdot\omega\cdot\sin\omega t\qquad(4.3.22)$$

sau

$$\frac{dy}{d\theta}+a\cdot y=b\cdot\sin\theta\qquad(4.3.23)$$

în care

$$a = \frac{4c_{dm}}{\omega \cdot d_s} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(p_1 - p_2)m}{\rho}} \tag{4.3.24}$$

şi

$$b = \left(\frac{D}{d_s}\right)^2 \cdot r \tag{4.3.25}$$

Soluţia ecuaţiei (4.3.23) este de forma

$$y(\theta) = A \cdot \sin\theta + B \cdot \cos\theta + C \cdot e^{-a\theta} \tag{4.3.26}$$

Datorită compresibilităţii lichidului, scăderea presiunii în corpul pompei, provocată prin deplasarea pistonului de la PMI la PME, nu se face instantaneu, deci deschiderea supapei nu începe la θ = 0. Fie θ_0 defazajul deschiderii supapei (fig. A.4.3-2). Inerţia coloanei de lichid din conducta de aspiraţie determină închiderea supapei după ce pistonul ajunge la PME. Fie θ'_0 unghiul de întârziere a închiderii supapei (fig. A.4.3-2).

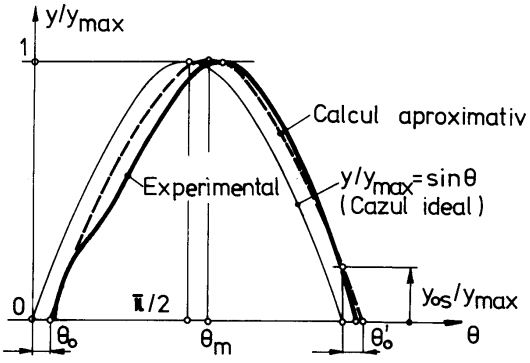


Fig. A.4.3-2. Legea de mişcare a talerului supapei (teoretică şi experimentală).

Dacă se admite aproximaţia $\theta_0 = \theta'_0$, rezultă C = 0. Constantele A şi B se determină înlocuind derivata dy/dt, calculată din relaţia (4.3.26) în ecuaţia (4.3.23). Se obţine

$$A = \frac{a \cdot b}{a^2 + 1}; \quad B = \frac{b}{a^2 + 1}$$

Deschiderea supapei variază după relaţia

$$y = \frac{b}{a^2 + 1}(a \cdot \sin\theta - \cos\theta) \tag{4.3.27}$$

Unghiul θ_0 se calculează din condiţia $y(\theta_0) = 0$, deci

$$\theta_0 = \text{arctg}\left(\frac{1}{a}\right)$$

Deschiderea remanentă a supapei, y_{0s}, se realizează la $\theta = \pi$:

$$y_{0s} = y(\pi) = \frac{b}{a^2 + 1} \tag{4.3.28}$$

Raportul y_0/d_s se alege în proiectare mai mic de 1/60.

Ventilul se aşează pe scaun cu viteza

$$v_{0s} = \left.\frac{dy}{dt}\right|_{\theta=\pi+\theta'_0} = -\frac{b\cdot\omega}{a^2+1}\left(a\cdot\cos\theta_0 + \sin\theta_0\right) \tag{4.3.29}$$

Pentru evitarea zgomotului excesiv şi a uzurii premature, se admite practic $v_{0s} \le 0{,}08 \ldots 0{,}12$ m/s. Deschiderea maximă a supapei, y_{max}, se realizează la unghiul θ_m care satisface ecuația $dy/d\theta = 0$. Se obține

$$\theta_m = \frac{\pi}{2}\text{arctg}\, a\ ,$$

deci

$$y_{max} = \frac{b}{\sqrt{a^2+1}} \tag{4.3.30}$$

Limita admisă în practică pentru deschiderea maximă a supapei depinde de turația pompei:

$$y_{max} \le \frac{10}{n} \quad [\text{mm}] \tag{4.3.31}$$

Viteza de acces la supapă, v_1, se limitează la 8 m/s, fiind cuprinsă la construcțiile uzuale între 1 şi 2,5 m/s.

Valoarea minimă a unghiului θ_0 se calculează din condiția de deschidere a supapei, provocată de piston:

$$(p_{10} - p_{20})\frac{\pi\cdot d_1^2}{4} = K_a\cdot y_{0a} + g\left[V_s(\rho_s - \rho) + V_a(\rho_a - \rho)\right]$$

Pentru $v_1 = 0$, $p_{10} \cong p_{at} - \rho\cdot g\cdot H_{ag}$.

Dacă se admite că la $\theta = 0$ în corpul pompei $p_2 \cong p_{at}$, ținând seama de relația (4.19) la $\theta = \theta_0$,

$$p_{20} = p_{at} - \varepsilon\frac{\Delta V}{V_0} = p_{at} - \frac{\varepsilon}{V_0}\cdot\frac{\pi\cdot D^2}{4}\cdot r\cdot(1-\cos\theta_0)$$

V_0 fiind "volumul mort" al pompei (fig. 4.3). Din aceste condiţii rezultă

$$\cos\theta_0 = 1 - \frac{4g \cdot V_0}{\pi \cdot r \cdot \varepsilon \cdot D^2}\left\{\rho \cdot H_{ag} + \frac{4}{\pi \cdot d_1^2}\left[\frac{K_a \cdot y_{0a}}{g} + V_s(\rho_s - \rho) + V_a(\rho_a - \rho)\right]\right\} \tag{4.3.32}$$

În realitate, datorită întârzierii închiderii supapei de refulare, unghiul θ_0 este mai mare decât cel calculat.

În figura A.4.3-2 se prezintă comparativ soluţia ecuaţiei (4.3.19) şi rezultatul experimental pentru aceeaşi supapă.

Diagnosticarea funcţionării defectuoase a supapelor se face pe baza zgomotului, vitezei de uzură şi a diagramei indicate, care reprezintă variaţia presiunii în cilindrul deservit în funcţie de spaţiul parcurs de piston.

4.3. POMPE POLICILINDRICE CU CILINDRI MOBILI

4.3.1. Descriere funcţionare şi clasificare

a) Pompele cu pistoane rotative axiale sunt cele mai răspândite în sistemele de acţionare hidraulică datorită gabaritului redus, reversibilităţii, posibilităţii de reglare a debitului şi momentului de inerţie redus ale părţii mobile. Cilindrii sunt dispuşi circular, într-un bloc, având axele paralele cu axa de rotaţie a acestuia (la unele variante axele cilindrilor sunt dispuse pe un con al cărui unghi la vârf este de câteva grade). Mişcarea rectilinie alternativă a pistoanelor este determinată de un disc a cărui axă este înclinată faţă de axa blocului cilindrilor. Discul poate fi imobil (pompe cu disc înclinat, fig. 4.10, fig. 4.22 - pompă produsă de firma VICKERS din SUA) sau în mişcare de rotaţie (pompe cu bloc înclinat, fig. 4.23 - pompa 712 EX produsă de Uzina Mecanică Plopeni).

În primul caz, contactul dintre pistoane şi discul înclinat se face printr-un rulment radial-axial sau prin patine hidrostatice. Pistoanele sunt extrase din cilindri de o placă de reţinere a patinelor hidrostatice, de arcuri sau prin supraalimentarea pompei la o presiune corespunzătoare turaţiei. În cazul pompelor cu disc mobil, acesta acţionează pistoanele prin biele, având ambele extremităţi sferice. Desprinderea bielelor de pistoane şi de disc în faza de aspiraţie este împiedicată prin mai multe procedee, cel mai răspândit fiind sertizarea cu role profilate.

Dacă arborele pompei roteşte blocul cilindrilor, pompa se numeşte "cu disc înclinat"; dacă arborele roteşte discul şi acesta antrenează blocul cilindrilor, pompa se numeşte "cu bloc înclinat". În acest caz, transmiterea mişcării de la disc la bloc se face cu un arbore cardanic (fig. 4.24), prin contactul lateral dintre biele şi pistoane (fig. 4.23, fig. 4.25), sau printr-un angrenaj conic.

Datorită rotaţiei blocului cilindrilor faţă de carcasă, este posibilă realizarea distribuţiei cu distribuitor fix frontal, plan sau sferic, care limitează presiunea maximă de funcţionare continuă la 350 ... 420 bar.

Performanţele energetice şi cavitaţionale ale pompelor cu disc înclinat şi ale celor cu bloc înclinat sunt comparabile. Randamentul volumic şi cel total au valori ridicate; η_v = 0,93 ... 0,97 şi η_t = 0,84 ... 0,93. Debitul (capacitatea) acestor pompe poate fi reglat prin varierea înclinării discului (fig. 4.22) sau a blocului cilindrilor (fig. 4.26, a, b) care au ca efect varierea cursei pistoanelor.

Pompele cu disc înclinat sunt compacte şi ieftine, fiind adecvate îndeosebi transmisiilor în circuit închis, frecvent utilizate în instalaţiile hidrostatice ale utilajelor mobile. Pompele cu bloc înclinat sunt robuste, dar necesită o tehnologie mai complexă, iar în variantă reglabilă au un gabarit relativ mare.

b) Pompele cu pistoane rotative radiale. Sunt larg utilizate în sistemele de acţionare hidraulică deoarece sunt compacte, reglabile şi reversibile. Pistoanele culisează în cilindri radiali practicaţi într-un bloc rotativ amplasat excentric faţă de carcasă (fig.4.9). Distanţa dintre carcasă şi blocul cilindrilor este variabilă: pe un arc de 180^o în sensul rotaţiei creşte, pistoanele ies din cilindri şi aspiră lichid prin fereastra de aspiraţie a distribuitorului cilindric; urmează scăderea distanţei dintre

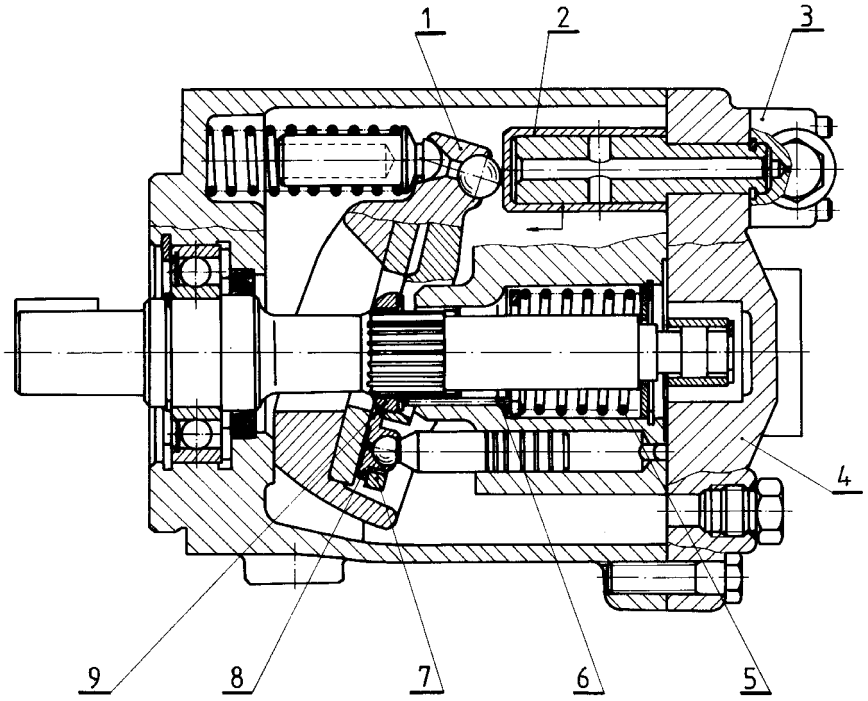


Fig.4.22. Pompă cu pistoane axiale şi disc înclinat:
1 - disc înclinat; 2 - cilindrul hidraulic al regulatorului de presiune; 3 - corpul regulatorului de presiune; 4 - placă de distribuţie; 5 - resort de menţinere a contactului dintre blocul cilindrilor şi placa de distribuţie, respectiv între bucşa sferică şi placa de reţinere a patinelor hidrostatice; 6 - bolţ; 7 - placă de reţinere a patinelor hidrostatice; 8 - patină hidrostatică; 9 - bucşă sferică.

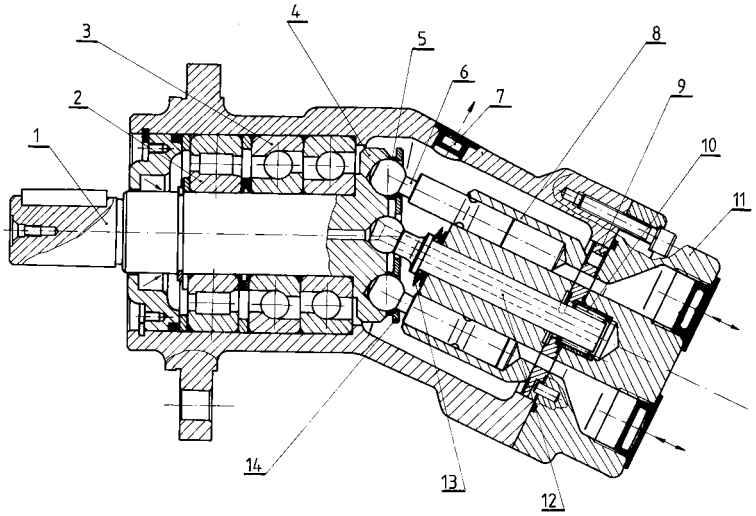


Fig. 4.23. Pompă cu pistoane axiale şi bloc înclinat:
1 - arbore; 2 - rulment radial cu role cilindrice; 3 - rulment radial-axial; 4 - disc de antrenare a pistoanelor; 5 - bucşă sferică; 6 - bielă; 7 - carcasă; 8 - blocul cilindrilor; 9 - placă de distribuţie; 10- rulment radial cu ace; 11- capacul racordurilor; 12- arbore de ghidare a blocului cilindrilor; 13 - resort disc; 14 - placă de reţinere a bielelor.

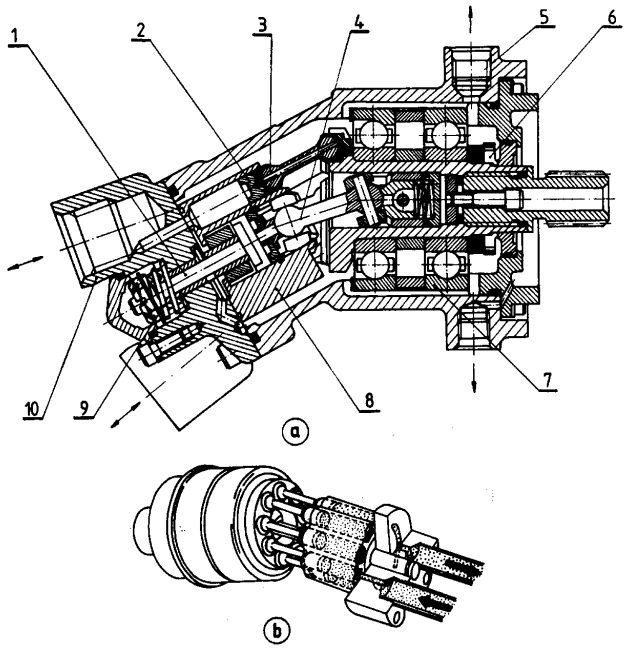


Fig. 4.24. Pompă cu pistoane axiale şi bloc înclinat:
a) secţiune: 1 - arbore de ghidare a blocului cilindrilor; 2 - piston; 3 - bielă; 4 - arbore cardanic; 5 - carcasă; 6 - etanşare mecanică; 7 - rulment radial-axial; 8 – blocul cilindrilor; 9 - resort de menţinere a contactului dintre blocul cilindrilor şi placa de distribuţie; b) vedere a pieselor interioare.

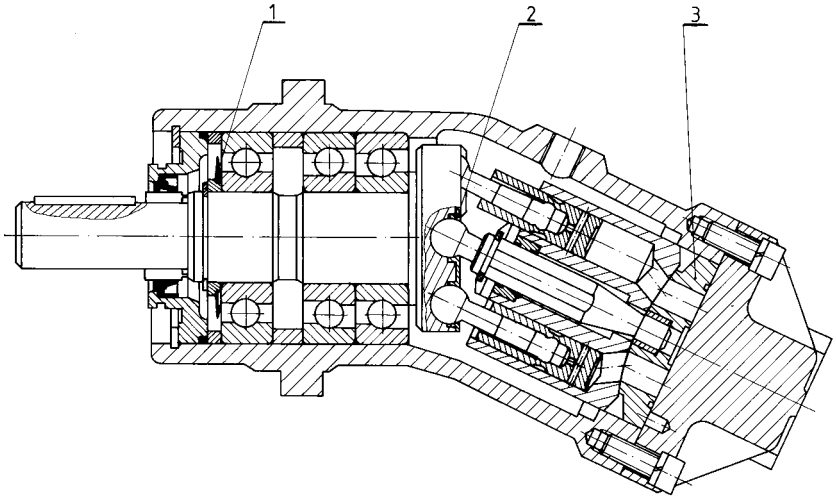


Fig. 4.25. Pompă cu pistoane axiale cu bloc înclinat:
1 - arc disc; 2 - placă de reținere a bielelor (ambutisată); 3 - placă de distribuție sferică.

carcasă şi blocul cilindrilor, care determină pătrunderea pistoanelor în cilindri şi evacuarea lichidului prin fereastra de refulare a distribuitorului. Contactul permanent dintre pistoane şi carcasă în faza de aspirație se menține datorită forțelor centrifuge, prin resoarte sau prin inele de ghidare laterale.

Frecarea excesivă dintre pistoane şi carcasă este evitată prin utilizarea unui rulment radial (fig. 4.27), a lagărelor hidrostatice (fig. 4.28) sau a unor role ataşate pistoanelor, care se deplasează în canale practicate în pereții laterali ai carcasei (fig. 4.29).

Distribuția se realizează cu distribuitor cilindric fix, care este simplu şi robust, dar prezintă dezavantajul unei recondiționări dificile.

Prin dispunerea pistoanelor pe mai multe rânduri se pot obține debite mari cu un gabarit redus. Reglarea debitului se face simplu, prin varierea excentricității rotorului față de carcasă.

Randamentul volumic şi cel total au valori ridicate, presiunea maximă continuă fiind cuprinsă între 350 şi 420 bar.

4.3.2. Calculul coeficientului de neuniformitate al debitului şi momentului pompelor cu pistoane axiale rotative

Calculul neuniformității debitului şi momentului unei maşini hidraulice volumice implică în prealabil analiza cinematicii mecanismului care realizează camerele de volum variabil. Se consideră, ca exemplu tipic, cazul pompelor cu pistoane axiale şi bloc înclinat. Schema cinematică a acestor maşini este indicată în figura 4.30.

Înclinarea axei blocului cilindrilor față de axa arborelui determină oscilații ale bielelor în jurul axelor cilindrilor. Diametrul bielelor este maxim dacă axele

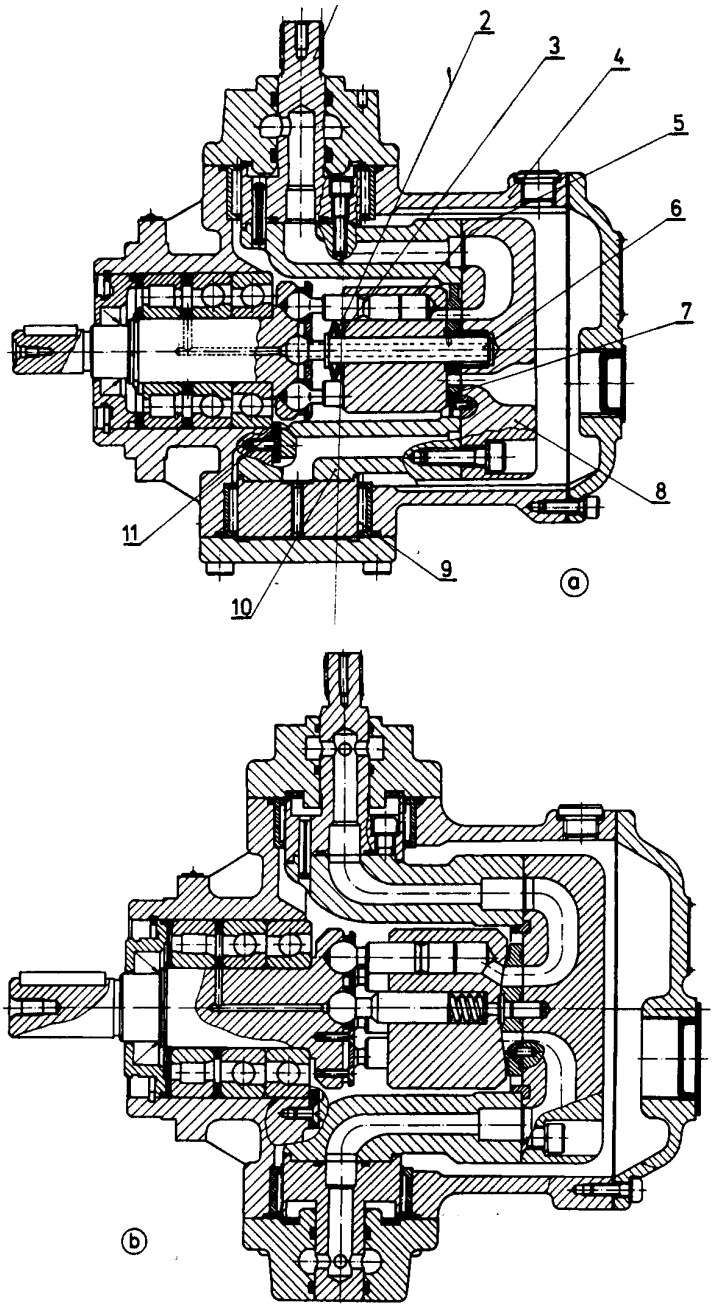


Fig. 4.26. Pompe cu pistoane axiale cu bloc înclinat:
a) pompă cu pistoane axiale cu bloc înclinat, reglabilă, cu distribuție plană: 1- cep de basculare; 2 - arc disc; 3 - distanțier; 4 - carcasă; 5 - blocul cilindrilor; 6 - arbore de ghidare a blocului cilindrilor; 7 - placă de distribuție; 8 - capacul carcasei blocului cilindrilor; 9 - rulment radial cu ace; 10 - carcasa blocului cilindrilor; 11 - limitator al unghiului de basculare; b) pompă cu pistoane axiale cu bloc înclinat, reglabilă, cu distribuție sferică.

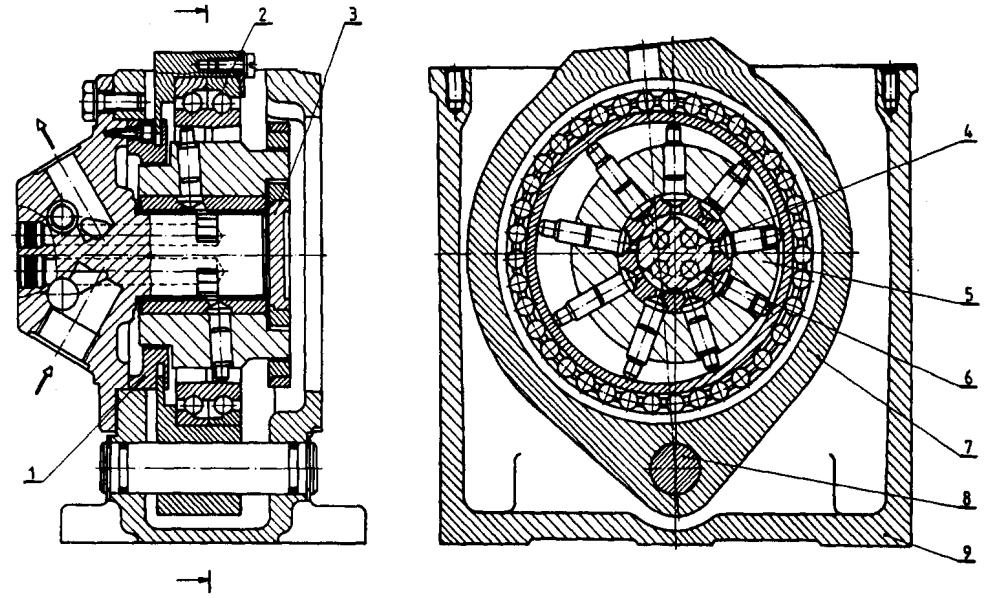


Fig.4.27. Pompă cu pistoane radiale:
1 - lagărul axial al carcasei mobile; 2 - rulment radial-axial; 3 - cuplaj frontal; 4 - distribuitor cilindric; 5 - blocul cilindrilor; 6 - piston; 7 - carcasa blocului cilindrilor; 8 - bolț; 9 - carcasă.

acestora descriu conuri practic circulare în jurul axelor cilindrilor. Deplasările radiale ale centrelor capetelor sferice ale bielelor, articulate cu discul de antrenare, pot fi evidențiate dacă se proiectează cercul de rază R descris de acestea pe un plan perpendicular pe axa blocului cilindrilor, proiecția fiind o elipsă. Proiecția curbei descrisă de centrele celorlalte capete sferice ale bielelor pe acelaşi plan este un cerc de rază r. Condiția de optim este :

$$r - R \cdot \cos\alpha = R - r$$

sau

$$\left(\frac{r}{R}\right)_{opt} = \frac{1+\cos\alpha}{2} \tag{4.25}$$

Uzual $\alpha \le 30^0$, deci $(r/R)_{opt} \ge 0{,}933$. Unghiul maxim de înclinare a axelor bielelor față de axele cilindrilor este

$$\delta'_{max} = \text{arctg}\frac{R-r}{l_b} = \text{arctg}\frac{R(1-\cos\alpha)}{l_b} \tag{4.26}$$

Dacă $\alpha \le 30^0$, $\delta'_{max} \le \text{arctg}(0{,}067 \cdot R/\, l_b)$. Acest unghi este suficient de mic pentru a putea aproxima cursa pistoanelor, c, prin relația :

$$c \cong 2R \cdot \sin\alpha \tag{4.27}$$

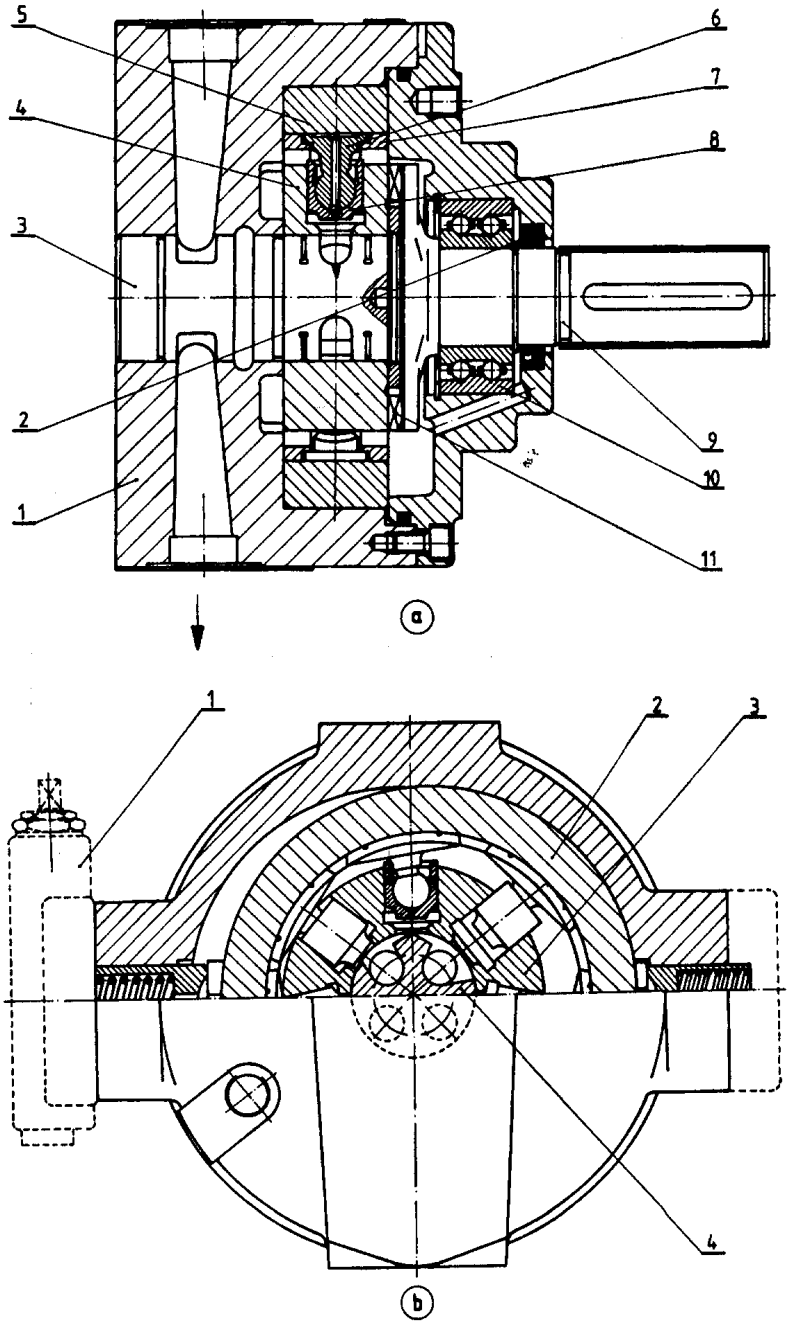


Fig.4.28. Pompă cu pistoane radiale:
a) 1- carcasă; 2- manşetă de rotaţie; 3- distribuitor cilindric; 4- blocul cilindrilor; 5- carcasa blocului cilindrilor; 6- bielă cu patină hidrostatică; 7- inel de reţinere a patinelor hidrostatice, 8- piston; 9- arbore; 10- rulment radial-axial; 11- cuplaj cu gheare; b) 1- dispozitiv de reglare a excentricităţii; 2- carcasa blocului cilindrilor; 3- blocul cilindrilor; 4- distribuitor cilindric.

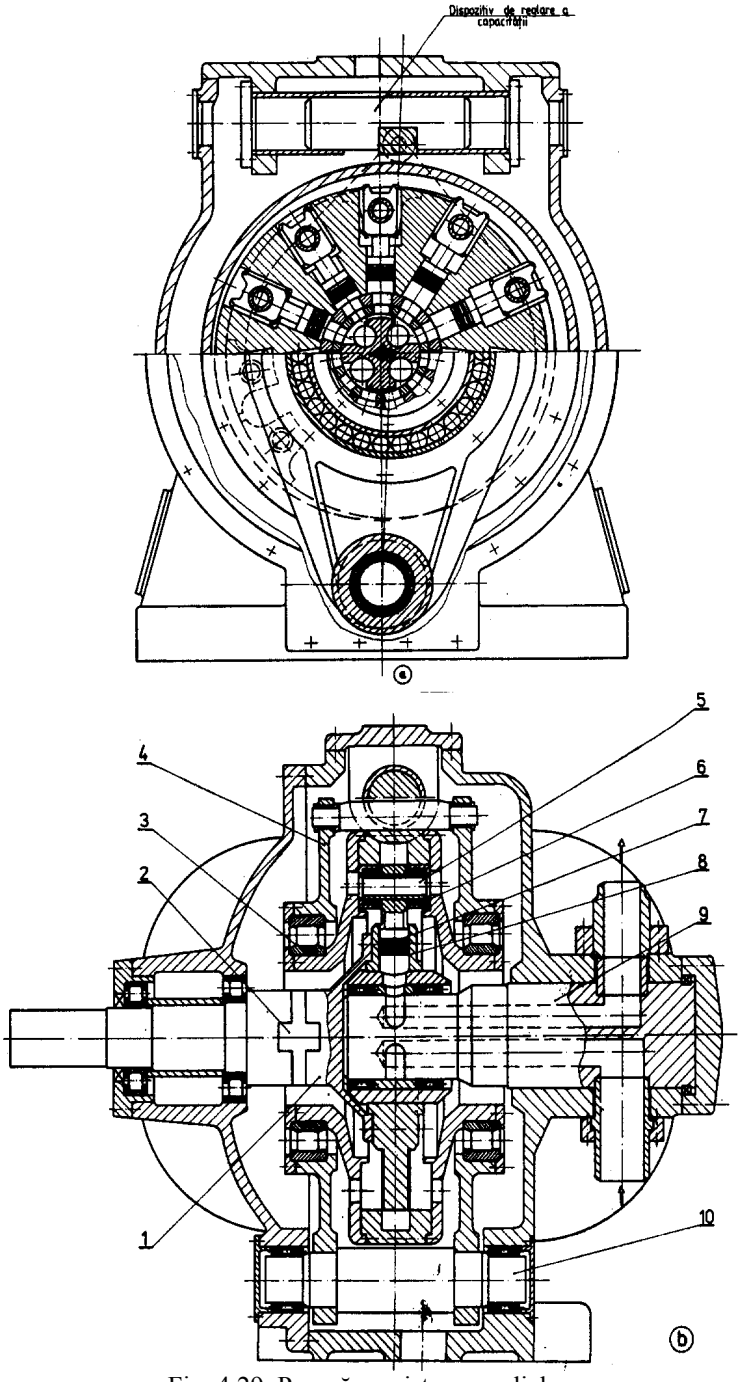


Fig. 4.29. Pompă cu pistoane radiale:
a) secțiune cu un plan paralel; b) secțiune cu un plan meridian: 1 - arbore intermediar; 2 - cuplaj; 3 - rulment radial; 4 - carcasă basculantă; 5 - bolț; 6 - rulment radial; 7 - piston; 8 - blocul cilindrilor; 9 - distribuitor cilindric; 10 - ax de basculare a carcasei blocului cilindrilor.

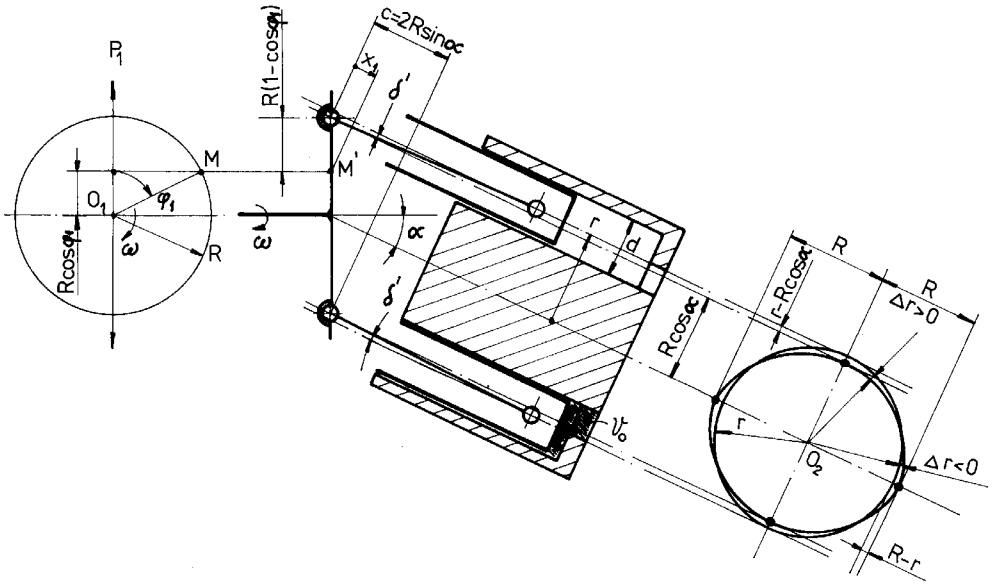


Fig. 4.30. Schema cinematică a pompelor cu pistoane axiale cu bloc înclinat.

deci capacitatea pompei este

$$V = z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 2R \cdot \sin\alpha \tag{4.28}$$

z fiind numărul cilindrilor. Se constată că reglarea unghiului α permite reglarea capacității pompei, deci şi a debitului teoretic mediu,

$$Q_{tm} = n \cdot V = \frac{\pi n z}{2} \cdot R \cdot D^2 \cdot \sin\alpha \tag{4.29}$$

Neuniformitatea debitului instantaneu poate fi evaluată prin coeficientul

$$\delta_Q = \frac{Q_{t\max} - Q_{t\min}}{Q_{tm}} \tag{4.30}$$

Debitul instantaneu refulat de un piston a cărui axă este cuprinsă într-un plan care face unghi diedru φ_1 cu planul P_1, determinat de axa arborelui şi axa blocului cilindrilor, este

$$q_{t1}(\varphi_1) = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v_1(\varphi_1) = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{dx_1(\varphi_1)}{dt} \tag{4.31}$$

unde $v_1(\varphi_1)$ este viteza pistonului, iar x_1 – deplasarea acestuia față de punctul mort exterior. Din figura 4.30 rezultă

$$x_1(\varphi_1) \cong R \cdot \sin\alpha - R \cdot \sin\alpha \cdot \cos\varphi_1 = R \cdot \sin\alpha(1 - \cos\varphi_1) \tag{4.32}$$

Dar

$$v_1(\varphi_1) = \frac{dx_1(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}$$

în care, pentru n = const., $\varphi_1 = \omega \cdot t$ şi $d\varphi_1/dt = \omega$, deci

$$v_1(\varphi_1) = \omega \cdot R \cdot \sin\alpha \cdot \sin\varphi_1 \tag{4.33}$$

Relația (4.31) devine

$$q_{t1}(\varphi_1) = \frac{\pi D^2}{4} \omega \cdot R \cdot \sin\alpha \cdot \sin\varphi_1$$

Pistoanele care se află în faza de refulare pot fi reperate prin unghiurile

$$\varphi_k = \varphi_1 + (k-1)\gamma \le \pi$$

unde k = 1,2, …, m şi $\gamma = 2\pi/z$ iar $0 \le \varphi_1 \le \gamma$.

Debitul teoretic instantaneu rezultă prin însumarea debitelor celor m pistoane care refulează la un moment dat:

$$Q_t(\varphi_1) = \sum_{k=1}^{m} q_{tk}(\varphi_k) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \omega R \cdot \sin\alpha \sum_{k=1}^{m} \sin[\varphi_1 + (k-1)\gamma] \tag{4.34}$$

Se definesc următoarele debite specifice, care depind numai de numărul pistoanelor pompei:

$$Q_{tms} = \frac{Q_{tm}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \omega \cdot R \cdot \sin\alpha} = \frac{z}{\pi} \tag{4.35}$$

$$Q_{ts}(\varphi_1) = \frac{Q_t(\varphi_1)}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \omega \cdot R \cdot \sin\alpha} = \sum_{k=1}^{m} \sin[\varphi_1 + (k-1)\gamma] \tag{4.36}$$

Pentru calculul sumei se utilizează mărimea complexă

$$C = \sum_{k=1}^{m} \cos[\varphi_1 + (k-1)\gamma] + i \sum_{k=1}^{m} \sin[\varphi_1 + (k-1)\gamma]$$

care poate fi scrisă sub forma

$$C = \frac{\sin\frac{m\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}} \left[\cos\left(\varphi_1 + \gamma \frac{m-1}{2} \right) + i \sin\left(\varphi_1 + \gamma \frac{m-1}{2} \right) \right]$$

din care rezultă

$$Q_{ts}(\varphi_1)=\frac{\sin\frac{m\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}\sin\left(\varphi_1+\frac{m\gamma}{2}-\frac{\pi}{z}\right) \tag{4.37}$$

Se constată că debitul specific variază sinusoidal, depinzând de numărul pistoanelor aflate în faza de refulare.

Dacă z este par, m = z/2, deci mγ/2 = π/2 şi

$$Q_{ts}(\varphi_1)=\frac{\cos\left(\varphi_1-\frac{\pi}{z}\right)}{\sin\frac{\pi}{z}} \tag{4.38}$$

Debitul specific maxim se realizează la unghiul φ_{1m} care satisface condiția

$$\frac{dQ_{ts}}{d\varphi_1}=-\frac{\sin\left(\varphi_{1m}-\frac{\pi}{z}\right)}{\sin\frac{\pi}{z}}=0$$

deci

$$\varphi_{1m}=\frac{\pi}{z}$$

Pentru acest unghi se verifică condiția de maxim,

$$\frac{d^2Q_{ts}}{d\varphi_1^2}=-\frac{\cos\left(\varphi_{1m}-\frac{\pi}{z}\right)}{\sin\frac{\pi}{z}}=-\frac{1}{\sin\frac{\pi}{z}}<0$$

iar

$$Q_{ts\,max}=\frac{1}{\sin\frac{\pi}{z}} \tag{4.39}$$

Debitul specific minim se realizează pentru φ_1=0 şi φ_1= 2π/z şi are valoarea

$$Q_{ts\,min}=\operatorname{ctg}\frac{\pi}{z} \tag{4.40}$$

Coeficientul δ_Q devine

$$\delta_Q^p = \frac{Q_{tsmax} - Q_{tsmin}}{Q_{tsm}} = \frac{\dfrac{1}{\sin\dfrac{\pi}{z}} - \dfrac{\cos\dfrac{\pi}{z}}{\sin\dfrac{\pi}{z}}}{\dfrac{\pi}{z}}$$

sau

$$\delta_Q^p = \frac{\pi}{z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2z} \tag{4.41}$$

Dacă se admite aproximația $\operatorname{tg}(\pi/2z) \cong \pi/2z$,

$$\delta_Q^p \cong \frac{\pi^2}{2z^2} \cong \frac{5}{z^2} \tag{4.42}$$

De exemplu, pentru $z = 6$, $\delta_Q^p \cong 14\%$. În figura 4.31,a se prezintă variația debitului specific instantaneu pentru $z = 4$.

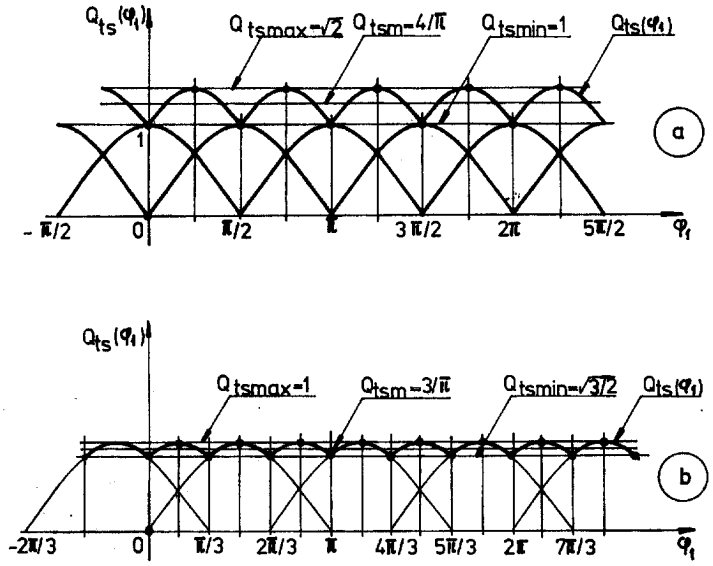


Fig. 4.31. Variația debitului specific instantaneu al unei pompe cu pistoane axiale:
a) $z = 4$; b) $z = 3$.

Frecvența impulsurilor de debit este $f = 2\pi \cdot n/\gamma = nz$.

Dacă z este impar, $m = (z+1)/2$ pentru $0 \le \varphi_1 \le \pi / z$ şi $m = (z -1)/2$ pentru $\pi / z \le \varphi_1 < 2\pi / z$.

În primul caz,

$$Q_{ts} = \frac{\cos\left(\varphi_1 - \frac{\pi}{2z}\right)}{2\sin\frac{\pi}{2z}}$$

deci

$$Q_{ts\,max} = \frac{1}{2\sin\frac{\pi}{2z}}$$

şi

$$\varphi'_{1m} = \frac{\pi}{2z}$$

Debitul specific minim se realizează pentru $\varphi_1 = 0$ şi $\varphi_1 = \pi / z$:

$$Q_{ts\,min} = \frac{1}{2}\operatorname{ctg}\frac{\pi}{2z}$$

În intervalul $\pi / z \le \varphi_1 \le 2\pi / z$, apare al doilea maxim identic cu cel din primul interval, situat la $\varphi''_{1m} = 3\pi / 2z$. Debitul minim este egal cu cel din primul inteval şi apare la $\varphi_1 = \pi/z$ şi $\varphi_1 = 2\,\pi/z$.

Coeficientul de neuniformitate are valoarea

$$\delta_Q^i = \frac{\pi}{2z}\operatorname{tg}\frac{\pi}{4z} \cong \frac{\pi^2}{8z^2} \cong \frac{1{,}25}{z^2} \qquad (4.43)$$

iar frecvenţa impulsurilor de debit este f = 2nz. De exemplu, pentru z = 7, $\delta_Q^i \cong 2{,}5\%$. În figura 4.31,b se prezintă variaţia debitului specific instantaneu pentru z = 3.

Din relaţiile (4.42) şi (4.43) rezultă că pulsaţia debitului este mult mai mare la pompele cu număr par de pistoane faţă de cele cu număr impar. Ultimele prezintă şi avantajul unei frecvenţe duble a impulsurilor de debit, favorizând stabilitatea funcţionării sistemelor alimentate, ale căror componente au, în general, frecvenţe proprii mai reduse.

Momentul teoretic mediu al pompei se calculează cu relaţia:

$$M_{tm} = \frac{V}{2\pi}\Delta p = 0{,}25\,z \cdot R \cdot D^2 \cdot \Delta p \cdot \sin\alpha$$

Reglarea capacităţii pompei este deci echivalentă cu reglarea momentului de antrenare. Dacă presiunea la aspiraţia pompei este neglijabilă faţă de presiunea de refulare, momentul necesar pentru deplasarea unui piston poziţionat prin unghiul φ_1 (figura 4.32) se calculează considerând că forţa de presiune

$$F_{p1} = p_2 \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

este formată dintr-o componentă $F_{a1} = F_{p1} \cdot \cos\alpha$ paralelă cu axa arborelui şi o forţă F_{t1} paralelă cu planul P şi cu planul discului de antrenare,

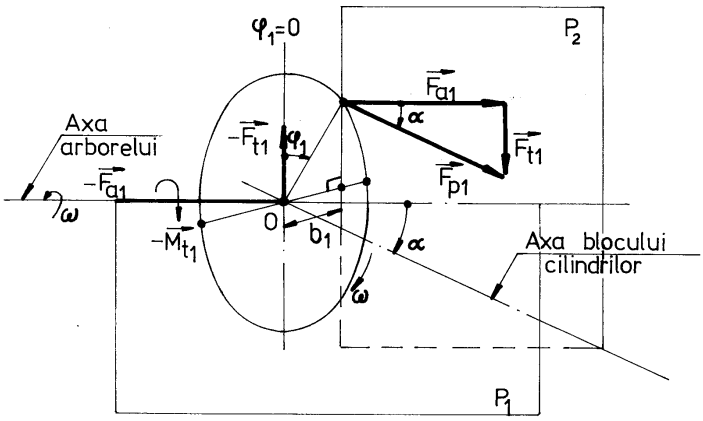


Fig. 4.32. Forţe şi momente specifice pompelor cu pistoane axiale cu bloc înclinat.

$$F_{t1} = F_{p1} \cdot \sin\alpha = p_2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sin\alpha$$

deci

$$M_{t1} = F_{t1} \cdot b_1 = p_2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sin\alpha \cdot R \cdot \sin\varphi_1$$

Momentul teoretic corespunzător pistoanelor care refulează este

$$M_t(\varphi_1) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} p_2 \cdot R \cdot \sin\alpha \sum_{k=1}^{m} \sin\varphi_k \qquad (4.44)$$

Se constată că momentul teoretic instantaneu variază sincron cu debitul teoretic instantaneu. Dacă pompele volumice sunt antrenate de motoare având caracteristica moment-turaţie "moale", pulsaţiile momentului determină pulsaţii ale turaţiei de antrenare, care amplifică pulsaţiile debitului. Un fenomen similar apare la majoritatea motoarelor volumice, indiferent de tipul sarcinii.

Pulsaţia debitului constituie una dintre principalele cauze ale producerii zgomotului şi vibraţiilor ce caracterizează funcţionarea sistemelor de acţionare, comandă şi reglare hidraulice. Dacă frecvenţa impulsurilor de debit ale pompei coincide cu frecvenţa proprie a sistemului alimentat, se produce un fenomen de rezonanţă care poate distruge prin oboseală îndeosebi conductele şi elementele de îmbinare ale acestora.

4.3.3. Calculul sistemului de distribuție al pompelor cu pistoane axiale rotative

Rotirea blocului cilindrilor (fig. 4.33) în fața distribuitorului frontal (fig. 4.34) permite conectarea alternativă a cilindrilor la racordurile de aspirație şi de refulare prin fante, practicate în cilindri şi ferestre realizate în distribuitor. Fantele şi ferestrele de distribuție se obțin cu freze cilindro-frontale; forma lor uzuală este de segment de coroană circulară având capete rotunjite.

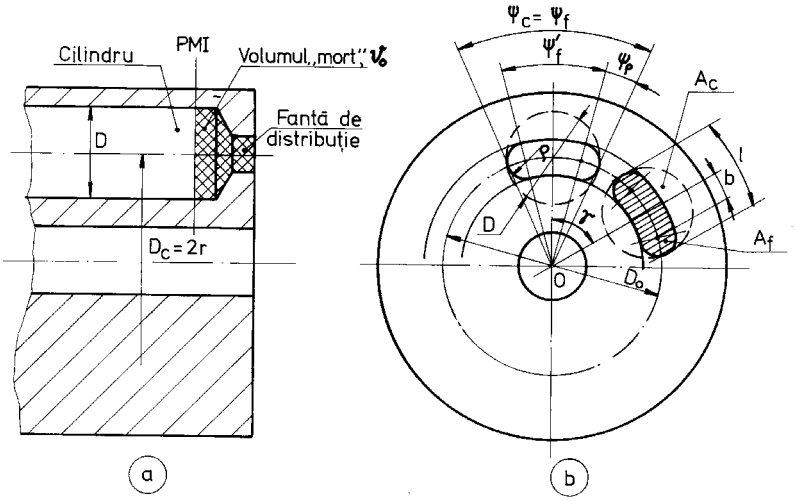


Fig. 4.33. Blocul cilindrilor pompelor cu pistoane axiale:
a) secțiune axială; b) vederea suprafeței de distribuție.

Distribuitorul trebuie să asigure închiderea ermetică a cilindrilor în vecinătatea punctelor moarte ale pistoanelor, pentru a nu permite trecerea lichidului din fereastra de refulare în cea de aspirație. Etanşarea implică o distribuție cu "acoperire" pozitivă (fig. 4.34) exprimată prin condiția $\psi_e - \psi_f > 0$, care datorită compresibilității reduse a lichidului generează în cilindri suprapresiuni şi depresiuni ce pot fi evidențiate pe "diagrama indicată". Aceasta reprezintă variația presiunii într-un cilindru, p_{cil} în funcție de timp sau de unghiul de rotație al arborelui (fig. 4.35).

Se consideră un cilindru aflat în faza de aspirație şi fie t_1 momentul în care fanta sa de distribuție ajunge tangentă exterioară la fereastra de aspirație. Pistonul continuă să iasă din cilindru până la momentul t_2, când ajunge la punctul mort exterior; în intervalul de timp $t_2 - t_1$, corespunzător rotirii blocului cilindrilor cu unghiul de etanşare ψ_{a1}, creşterea volumului lichidului închis între cilindru, piston şi distribuitor determină scăderea presiunii, existând pericolul degajării gazelor dizolvate şi a vaporizării lichidului, deci al apariției fenomenului de cavitație.

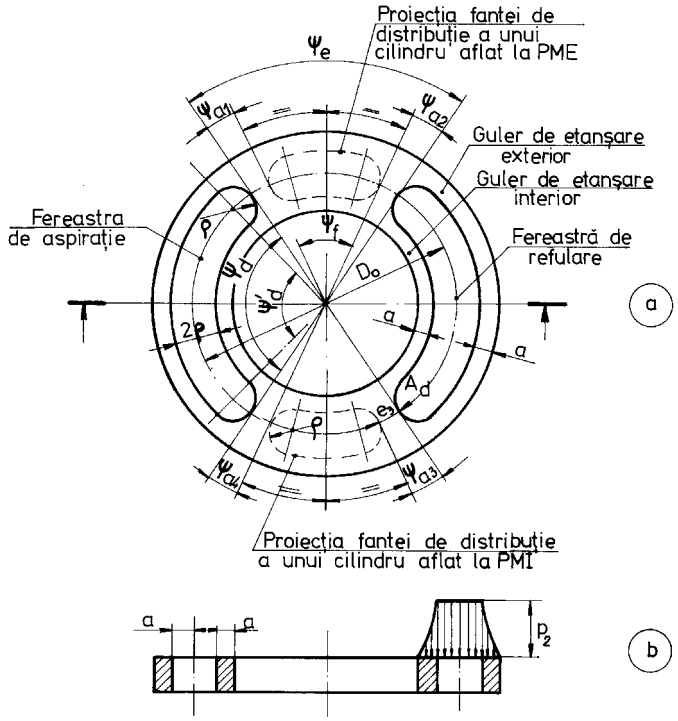


Fig. 4.34. Distribuitorul plan al pompelor cu pistoane axiale: a) vedere; b) secțiune.

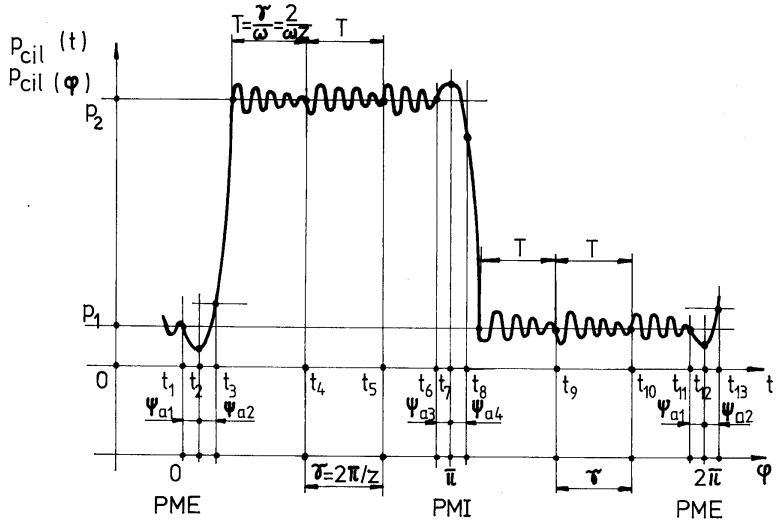


Fig. 4.35. Diagrama indicată a unei pompe cu pistoane axiale.

Scăderea presiunii este limitată de neetanşeitatea corespunzătoare jocurilor existente între cilindru şi piston, respectiv între cilindru şi distribuitor. La momentul t_2 pistonul începe să reducă volumul lichidului din cilindru, dar acesta

rămâne închis până la momentul t_3, când fanta sa ajunge tangentă la fereastra de refulare. În intervalul $t_3 - t_2$ blocul cilindrilor se roteşte cu unghiul de etanşare ψ_{a2}, volumul lichidului din cilindru revine la valoarea de la t_1, dar presiunea depăşeşte valoarea medie din racordul de aspiraţie datorită scurgerilor din racordul de refulare spre cilindru. Conectarea acestuia la fereastra de refulare determină creşterea rapidă a presiunii, care atinge practic valoarea medie după câteva oscilaţii de înaltă frecvenţă. Începutul refulării altui cilindru provoacă oscilaţii de presiune similare. Închiderea cilindrului la momentul t_6, când fanta sa devine din nou tangentă exterioară la fereastra de refulare, are ca efect creşterea presiunii până când pistonul ajunge la punctul mort interior ($t = t_7$), cilindrul rotindu-se cu unghiul ψ_{a3}. Urmează creşterea volumului până la valoarea de la momentul t_6, presiunea scăzând la $t = t_8$ sub valoarea medie de refulare datorită scurgerilor spre fereastra de aspiraţie şi spre carcasă. Conectarea cilindrului la fereastra de aspiraţie la $t = t_8$ produce scăderea oscilatorie a presiunii la valoarea medie din racordul de aspiraţie. Începutul aspiraţiei altui cilindru determină oscilaţii similare ale presiunii. Variaţiile rapide ale acesteia în timpul conectării cilindrilor la ferestrele de distribuţie generează unde de şoc de înaltă frecvenţă, vibraţii şi scurgeri de lichid cu viteze mari, care produc fenomene de eroziune datorită particulelor abrazive prezente întotdeauna în lichid. Aceste fenomene pot fi atenuate dacă ferestrele distribuitorului sunt prevăzute la extremităţi cu teşituri de formă triunghiulară (fig. 4.36) care asigură conectarea şi deconectarea progresivă a cilindrilor.

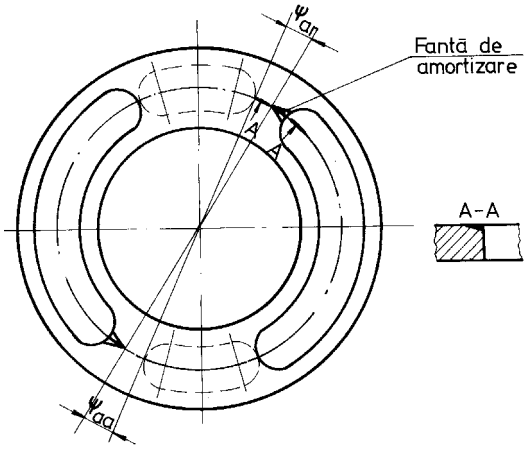


Fig. 4.36. Distribuitor plan cu fante de amortizare.

O altă posibilitate de reducere a nivelului zgomotului şi amplitudinii oscilaţiilor de presiune este "întârzierea" începutului refulării şi aspiraţiei. Prin alegerea adecvată a unghiului ψ_{a2}, în intervalul $t_3 - t_2$ presiunea din cilindru poate fi mărită comprimând lichidul izolat până la valoarea medie a presiunii din fanta de refulare. Viteza de micşorare a presiunii din cilindru la sfârşitul refulării, în intervalul $t_8 - t_7$, poate fi redusă prin alegerea corespunzătoare a unghiului ψ_{a4}. Unghiurile ψ_{a1} şi ψ_{a3} pot fi în acest caz nule sau chiar negative.

Volumul V al spațiului cuprins între piston, cilindru şi distribuitor variază conform relației :

$$V(\varphi) = V_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} c - \frac{\pi \cdot D^2}{4} x(\varphi)$$

unde V_0 este volumul "mort" al cilindrului (fig.4.33). Ținând seama de relațiile (4.28) şi (4.32),

$$V(\varphi) = V_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} R \cdot \sin\alpha \cdot (1 + \cos\varphi) \tag{4.45}$$

La începutul refulării ($\varphi = 0$),

$$V(0) = V_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{2} R \cdot \sin\alpha$$

Scăderea volumului lichidului până la $\varphi = \psi_{ar}$,

$$\Delta V_r = V(\psi_{ar}) - V(0) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} R \cdot \sin\alpha \cdot (\cos\psi_{ar} - 1) < 0$$

determină creşterea de presiune

$$\Delta p_r = p(\psi_{ar}) - p(0) = -\varepsilon \frac{\Delta V_r}{V(0)} > 0 \tag{4.46}$$

în care ε este modulul de elasticitate al lichidului. Dacă se cunoaşte presiunea medie de refulare a pompei p_{2m}, şi presiunea de aspirație p_{1m}, din (4.46) se determină unghiul

$$\psi_{ar} = \arccos\left[1 - \frac{4(p_{2m} - p_{1m})}{\pi \cdot D^2 \cdot \varepsilon \cdot R \cdot \sin\alpha}\left(V_0 + \frac{\pi D^2}{2} R \cdot \sin\alpha\right)\right] \tag{4.47}$$

Volumul lichidului din cilindru devine minim la $\varphi = \pi$, $V(\pi) = V_0$.
Pentru $\varphi = \pi + \psi_{aa}$,

$$V(\pi + \psi_{aa}) = V_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} R \cdot \sin\alpha (1 - \cos\psi_{aa})$$

deci creşterea volumului lichidului până la începutul aspirației este

$$\Delta V_a = V(\pi + \psi_{aa}) - V(\pi) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} R \cdot \sin\alpha (1 - \cos\psi_{aa}) > 0$$

Presiunea trebuie să varieze cu

$$\Delta p_a = p(\pi + \psi_{aa}) - p(\pi) = -\Delta p_r = -\varepsilon \frac{\Delta V_a}{V(\pi)}$$

deci

$$\psi_{aa} = \arccos\left[1 - \frac{4V_0(p_{2m} - p_{1m})}{\pi \cdot D^2 \cdot \varepsilon \cdot R \cdot \sin\alpha}\right]. \qquad (4.48)$$

Se observă că $\psi_{ar} > \psi_{aa}$ datorită diferenţei dintre volumele iniţiale supuse variaţiei, V(0) şi V(π). Dacă pompa trebuie să fie bidirecţională sau să funcţioneze şi ca motor bidirecţional, distribuitorul trebuie să fie simetric: $\psi_{a1} = \psi_{a2} = \psi_{a3} = \psi_{a4} = \psi_a = 0{,}5\ldots2^0$. Valorile mici ale unghiului de etanşare alterează randamentul volumic dar micşorează zgomotul, iar în cazul motoarelor asigură şi funcţionarea stabilă la turaţii reduse.

Există şi soluţii constructive care permit rotirea liberă a distribuitorului în ambele sensuri cu un unghi ψ_{am} cuprins între ψ_{ar} şi ψ_{aa}. Distribuitorul este prevăzut pe faţa pasivă cu o degajare semilunară în care pătrunde un ştift solidar cu capacul racordurilor (soluţie modernă, utilizată de exemplu de firma HYDROMATIK - Germania). Unghiul total de rotaţie al distribuitorului este $2\psi_{am}$.

În figura 4.37 se reprezintă variaţia presiunii medii pe cercul de diametru D_0 al distribuitorului. Se remarcă zonele de suprapresiune şi depresiune corespunzătoare punctelor moarte ale pistoanelor.

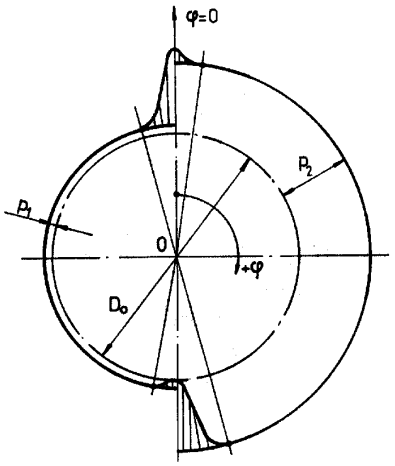


Fig. 4.37. Variaţia presiunii pe cercul de diametru mediu al unui distribuitor plan.

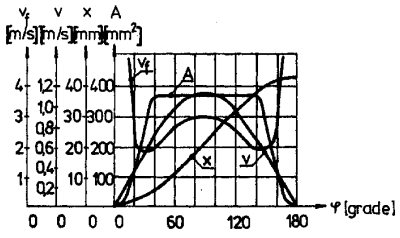


Fig. 4.38. Variaţia cursei şi vitezei pistonului, ariei deschiderii fantei de distribuţie şi vitezei lichidului în fantă, în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui unei pompe cu pistoane axiale.

Forma şi dimensiunile fantelor de distribuţie trebuie să asigure curgerea lichidului prin secţiunile caracteristice cu viteze moderate, pentru a evita pierderi de sarcină exagerate. În acelaşi timp este necesar să se asigure un joc optim între blocul cilindrilor şi distribuitor, care să permită trecerea particulelor solide din lichid cu pierderi de debit minime.

În figura 4.38 se prezintă variaţia cursei x (φ), vitezei pistonului v (φ), ariei deschiderii fantei A (φ) şi vitezei lichidului în deschidere, v_f (φ), pentru o pompă cu pistoane axiale tipică. Viteza v_f este maximă la începutul şi sfârşitul refulării (aspiraţiei) şi mult mai mare decât valoarea corespunzătoare vitezei maxime a pistonului, v(π/2). Simpla mărire a ariei fantelor A_f nu permite micşorarea esenţială a vitezei maxime a lichidului. Evitarea cavitaţiei la începutul şi la sfârşitul aspiraţiei necesită limitarea turaţiei sau supraalimentarea pompei. În acelaşi timp, micşorarea vitezei lichidului în fante prin mărirea ariei acestora reduce forţa de apăsare a blocului cilindrilor pe distribuitor (prin aria $A_c - A_1$). Asigurarea echilibrului necesită micşorarea lăţimii gulerelor de etanşare, deci mărirea gradientului de presiune radial şi creşterea pierderilor de lichid la acelaşi joc între blocul cilindrilor şi distribuitor. Viteza pistonului, $v(\varphi) = \omega \cdot R \cdot \sin\alpha \cdot \sin\varphi$, devine maximă la $\varphi = \pi/2$, $v_{max} = v(\pi/2) = \omega \cdot R \cdot \sin\alpha$ şi în practică nu depăşeşte 4 m/s. La $\varphi = \pi/2$, fanta cilindrului este complet deschisă, deci $A(\pi/2) = A_f$. Din ecuaţia de continuitate se poate calcula:

$$v_f\left(\frac{\pi}{2}\right) = v\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot \frac{A_c}{A_f} = \omega \cdot R \cdot \sin\alpha \cdot \frac{A_c}{A_f} \tag{4.49}$$

în care $A_c = \pi \cdot D^2/4$. Se admite $v_f(\pi/2) \le 8$ m/s.

Raportul A_f / A_c este cuprins la construcţiile uzuale între 0,42 şi 0,48 dar prin micşorarea lăţimii gulerelor de etanşare poate ajunge la 0,6. Diametrul mediu de amplasare a fantelor, D_0 , este, în general, egal cu diametrul de dispunere a axelor cilindrilor, $D_c = 2r$, dar s-a constatat experimental că micşorarea diametrului D_0, în vederea reducerii vitezei periferice a fantelor, micşorează viteza de uzură a sistemului de distribuţie şi permite realizarea unei presiuni medii mai mari.

Dacă $D_0 = D_c$ şi fanta se încadrează în gabaritul cilindrului, adică lungimea liniei medii a fantei, l, este practic egală cu diametrul cilindrului, aria fantei poate fi calculată cu relaţia aproximativă

$$A_f \cong 2\rho(D - 2\rho) + \pi \cdot \rho^2$$

din care rezultă

$$\rho^2\left(1 - \frac{4}{\pi}\right) + \frac{2}{\pi} D \cdot \rho - \frac{A_f}{\pi} = 0$$

Soluţia acceptabilă a acestei ecuaţii este

$$\rho \cong 1{,}165 \cdot D\left(1-\sqrt{1-\frac{A_f}{1{,}165D^2}}\right)$$

sau

$$\rho \cong 1{,}165 \cdot D \cdot \left(1-\sqrt{1-\frac{0{,}674A_f}{A_c}}\right) \tag{4.50}$$

Unghiul de lucru al frezei cilindro-frontale de rază ρ este

$$\psi_f' = \frac{2b}{r} \cong \frac{(D-2\rho)}{r} \tag{4.51}$$

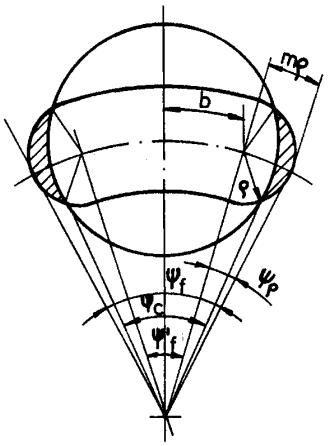


Fig. 4.39. Elemente geometrice ale unei fante de distribuție.

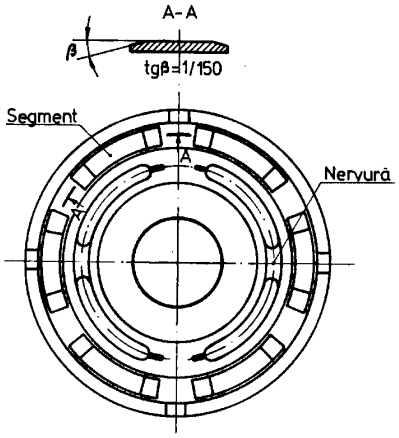


Fig. 4.40. Distribuitor cu segmenți plani termohidrodinamici.

Dacă fanta depăşeşte gabaritul cilindrului (fig.4.39) pentru calculul razei ρ, în funcție de raportul A_f / A_c ales, se introduce parametrul

$$m = 1-\frac{\psi_f-\psi_c}{2\psi_\rho} \tag{4.52}$$

care poate fi scris sub forma

$$m = 1-\frac{\frac{2(b+\rho)}{\frac{D_0}{2}}-\frac{D}{\frac{D_0}{2}}}{2\frac{\rho}{\frac{D_0}{2}}}$$

din care rezultă distanța $b = \frac{D}{2} - \rho m$, deci

$$l = 2b + 2\rho = D + 2\rho(1 - m).$$

Aria fantei devine

$$A_f \cong 2b \cdot 2\rho + \pi \cdot \rho^2 = \rho^2(\pi - 4m) + 2\rho \cdot D .$$

Rezultă

$$\rho^2 + 2\rho \frac{D}{\pi - 4m} - \frac{A_f}{\pi - 4m} = 0 \ .$$

Soluția acestei ecuații depinde de valoarea parametrului m,

$$\rho = \frac{D}{(\pi - 4m)}\left[\sqrt{1 + \pi\left(\frac{\pi}{4} - m\right)\frac{A_f}{A_c}} - 1\right] . \tag{4.53}$$

Pentru m = π/4,

$$\rho = \frac{A_f}{2D} \tag{4.54}$$

iar dacă

$$\frac{\pi}{4} < m < 1, \quad \rho = \frac{D}{4m - \pi}\left[1 - \sqrt{1 - \pi\left(m - \frac{\pi}{4}\right)\frac{A_f}{A_c}}\right]. \tag{4.55}$$

Unghiul de frezare $\psi_f^{'}$ este:

$$\psi_f^{'} = \frac{2b}{r} = \frac{(D - 2m\rho)}{r} \tag{4.56}$$

Pentru un distribuitor simetric unghiurile caracteristice sunt:
- unghiul de etanşare,

$$\psi_e = \psi_f + 2\psi_a \tag{4.57}$$

- unghiul de distribuție,

$$\psi_d = \pi - \psi_e \tag{4.58}$$

- unghiul de frezare a ferestrelor,

$$\psi_d^{'} = \psi_d - \frac{4\rho}{D_0} \tag{4.59}$$

Aria unei ferestre poate fi aproximată prin relația

$$A_d \cong \psi'_d \cdot D_0 \cdot \rho + \pi \cdot \rho^2 \tag{4.60}$$

Viteza medie a lichidului în ferestre,

$$v_d = \frac{Q}{\psi'_d \cdot D_0 \cdot \rho + \pi \cdot \rho^2} \tag{4.61}$$

este limitată uzual la 4,5 m/s.

Pentru calculul lățimii gulerelor de etanşare, a, se admite că distribuția presiunii pe zona de etanşare ($0 \le \rho \le \pi$) este liniară în orice direcție perpendiculară pe conturul ferestrei de refulare.

Blocul cilindrilor este apăsat pe distribuitor de forța medie

$$F_a = p_2 \cdot A_c \cdot \frac{z}{2}$$

şi este respins de forța

$$F_d \cong p_2 \cdot A_d + \frac{1}{2} p_2 \left[\frac{\pi \cdot D_0}{2} (2a + 2\rho) - A_d \right]$$

sau

$$F_d \cong \frac{1}{2} p_2 \cdot \left[\pi \cdot D_0 (a + \rho) + A_d \right]$$

unde p_2 este presiunea nominală de refulare. Pentru asigurarea etanşării se admite convențional că forța de apăsare depăşeşte forța portantă, adică $F_d = \lambda \cdot F_a$, unde $\lambda = 0{,}89 \ldots 0{,}94$.

Rezultă

$$\lambda \frac{z}{2} p_2 \cdot A_c = \frac{1}{2} p_2 \cdot \left[\pi \cdot D_0 (a + \rho) + A_d \right]$$

deci

$$a = \frac{1}{\pi \cdot D_0} (\lambda \cdot A_c \cdot z - A_d) - \rho \tag{4.62}$$

Statistic se constată că:

$$a = a_r \sqrt[3]{V} \tag{4.63}$$

unde a este exprimat în mm, V în cm^3/rot, iar a_r este un coeficient care depinde de capacitatea maşinii. Pentru $V \le 10$ cm^3/rot, $a_r \cong 1$ şi $a \ge 2$ mm, iar dacă 10 cm^3/rot $< V \le 800$ cm^3/rot, $a_r \cong (z - 1)/z$ şi $a \le 6$ mm.

Verificarea lățimii gulerelor de etanşare se poate face calculând o presiune de contact convențională,

$$\sigma = \frac{F_a - F_d}{A} = \frac{(1-\lambda)\cdot F_a}{A} \tag{4.64}$$

care corespunde ariei de sprijin

$$A = \frac{\pi \cdot D_0}{2}(2a + 2\rho) + A_d$$

La construcţiile uzuale, $\sigma \leq 15\cdot10^5$ N/m^2; viteza relativă maximă a suprafeţelor adiacente, v_r, nu depăşeşte 12 m/s, iar produsul $\sigma\cdot v_r$ este limitat la $1{,}6\cdot10^7$ N/ms.

Datorită variaţiei numărului pistoanelor aflate în faza de refulare, rezultanta forţelor de presiune exercitate pe suprafeţele care închid parţial cilindrii îşi modifică mărimea şi poziţia punctului de aplicaţie, determinând variaţia periodică a grosimii peliculei de lubrifiant dintre blocul cilindrilor şi distribuitor. Rezultanta forţelor de presiune pe blocul cilindrilor oscilează în zona centrală a ferestrei de refulare, deci creează un moment care tinde să răstoarne blocul cilindrilor spre fereastra de aspiraţie. Evitarea acestui fenomen necesită centrarea (ghidarea) blocului de cilindri cu un arbore care se sprijină pe discul de antrenare, printr-o articulaţie sferică şi pe capacul racordurilor, printr-un rulment radial (fig.4.23); acest arbore se roteşte sincron cu blocul cilindrilor. Suprafaţa de distribuţie sferică, utilizată din ce în ce mai frecvent (fig. 4.25, 4.26,b), contribuie la centrarea automată a blocului cilindrilor.

Pentru mărirea rigidităţii lagărului format din blocul cilindrilor şi distribuitor, acesta este prevăzut la unele construcţii cu o suprafaţa suplimentară de sprijin sau/şi cu segmenţi plani (fig.4.40) care creează o portanţă termohidrodinamică. La alte construcţii se utilizează în acelaşi scop lagăre hidrostatice alimentate din ferestrele distribuitorului, soluţie specifică distribuitoarelor frontale rotative. Reglarea grosimii peliculei de lubrifiant a lagărului se poate face şi cu ajutorul unui arc elicoidal rigid sau al unor arcuri disc care se sprijină pe discul de antrenare (prin arborele de ghidare) şi pe blocul cilindrilor. Forţa elastică nominală trebuie să creeze pe suprafaţa de etanşare a distribuitorului o presiune de contact de $1\ldots1{,}2\cdot10^5$ N/m^2.

În încheierea acestui paragraf se verifică, ca exemplu, parametrii geometrici şi hidraulici ai sistemului de distribuţie al pompei 712 EX (fig.4.23, 4.41) produsă de Uzina Mecanică Plopeni pentru $p_2 = 300$ bar şi $n = 3000$ rot/min. Elementele geometrice caracteristice ale pompei sunt: $z = 7$ pistoane, $D = 12$ mm, $\alpha = 25^0$, $R = 21$ mm, $r = 20$ mm, $V = 14$ cm^3/rot, $D_0 = 33$ mm, $\psi_d = 137{,}35^o$, $\psi_d' = 106^o$, $\psi_f = 39{,}34^o$, $\psi_f' = 22^o$, $A_c = 113{,}04$ mm^2, $A_f = 51{,}28$ mm^2, $A_d = 172{,}27$ mm^2. Rezultă $A_f / A_c = 0{,}453$, $\lambda = 0{,}938$, $v_d = 4{,}06$ m/s, $v_f(\pi/2) = 6{,}15$ m/s, $\psi_a = 1{,}7^0$, $e = 0{,}5$ mm, $\sigma = 9{,}91\cdot10^5$ N/m^2, $v_r = 6{,}91$ m/s, $\sigma \cdot v_r = 6{,}84\cdot10^6$ N/ms.

Se constată că toţi parametrii caracteristici se încadrează în limitele normale. În figura 4.42 se indică variaţia duratei de utilizare a pompelor cu pistoane axiale EX în funcţie de presiunea de refulare.

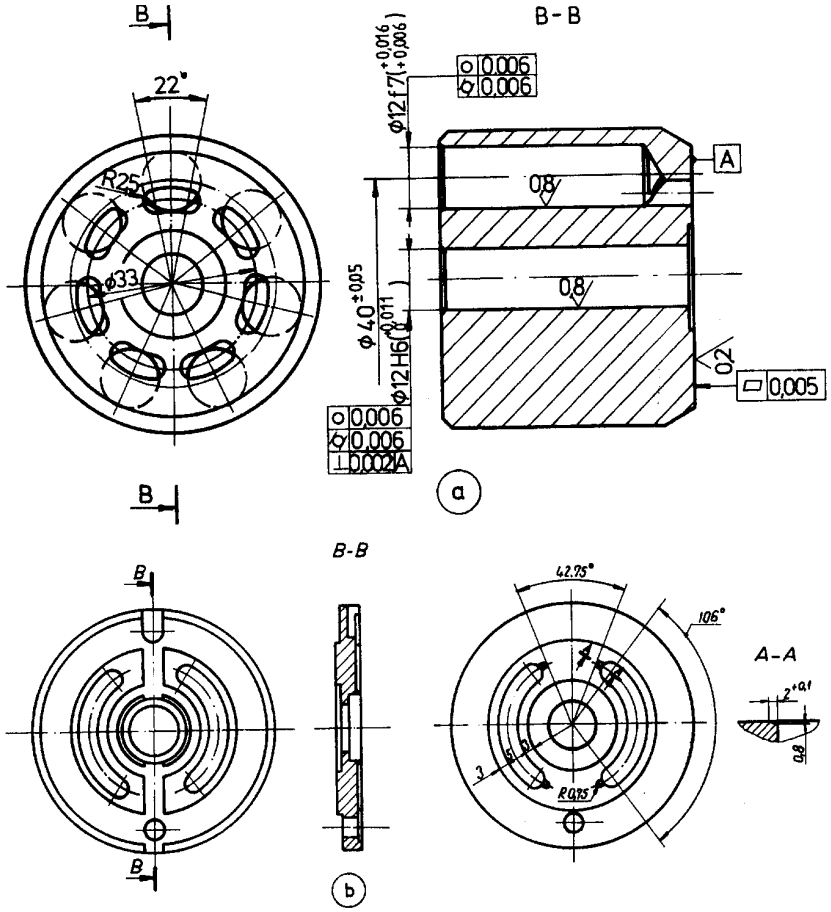


Fig. 4.41. Elementele de distribuție ale pompei 712EX:
a) blocul cilindrilor; b) placa de distribuție.

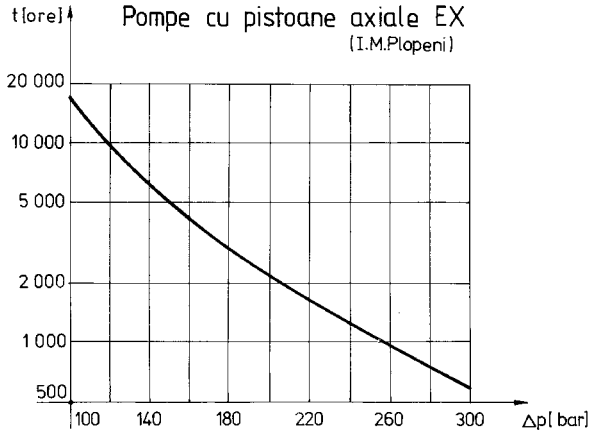


Fig. 4.42. Durata de utilizare a pompelor cu pistoane axiale EX în funcție de presiunea de refulare.

Aplicația 4.4. Calculul patinelor hidrostatice ale pompelor cu disc înclinat

Asigurarea portanței la orice viteză relativă a suprafețelor adiacente - avantaj esențial al lagărelor hidrostatice – a condus în ultimele trei decenii la utilizarea acestora pe scară largă în construcția maşinilor hidrostatice, îndeosebi a celor cu pistoane (fig.4.15, 4.18, 4.22 şi 4.28). Alimentarea unui astfel de lagăr cu lubrifiant se realizează din cilindru (fig. A.4.4-1) prin drosele înseriate care asigură stabilitatea peliculei portante la sarcină variabilă.

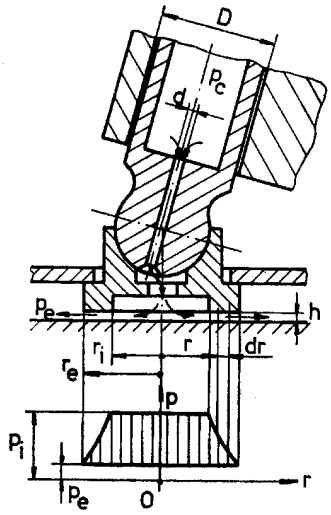


Fig. A.4.4-1. Lagăr hidrostatic pentru piston.

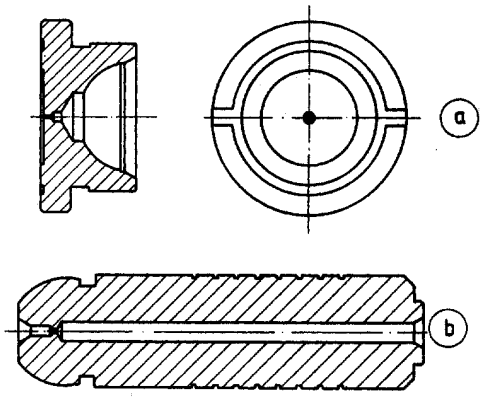


Fig. A.4.4-2. Patina şi pistonul pompei TOWLER (Anglia).

Datorită rezistențelor hidraulice, presiunea în camera lagărului, p_i, este mai mică decât presiunea din cilindru, p_c. În vederea stabilirii parametrilor funcționali, se neglijează efectul deplasării patinei şi se admite că mişcarea în interstițiul axial-simetric de înălțime h este laminară (Hagen-Poiseuille plană). Debitul q care parcurge fanta elementară de lățime dr şi de lungime $2\pi \cdot r$ este

$$q = -\frac{2\pi \cdot r \cdot h^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \tag{4.4.1}$$

deci

$$dp = -\frac{6\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \cdot \frac{dr}{r}$$

sau

$$p(r) = -\frac{6\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln r + C$$

Se admite că la periferia interstițiului ($r = r_e$), $p = p_e$ = const. deci

$$C = p_e + \frac{6\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln r_e$$

Presiunea variază după relația:

$$p(r) = p_e + \frac{6\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{r_e}{r} \tag{4.4.2}$$

Debitul q se determină prin condiția $p(r_i) = p_i$,

$$q = \frac{\pi \cdot h^3}{6\eta} \cdot \frac{p_i - p_e}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \tag{4.4.3}$$

Eliminând debitul din ultimele două relații rezultă variația presiunii de-a lungul razei

$$p(r) = p_i \frac{\frac{p_e}{p_i} \ln \frac{r}{r_i} + \ln \frac{r_e}{r_i}}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \tag{4.4.4}$$

Distribuția presiunii pe suprafața inferioară a patinei creează forța portantă

$$P = \int_{r_i}^{r_e} 2\pi \cdot r \cdot p(r) \cdot dr + p_i \cdot \pi \cdot r_i^2 .$$

Prin integrare se obține

$$P = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{r_e^2 - r_i^2}{\ln \frac{r_e}{r_i}} (p_i - p_e) + \pi \cdot p_e \cdot r_e^2 \tag{4.4.5}$$

La mașinile hidrostatice, p_e reprezintă presiunea carcasei, impusă de pierderea de presiune de-a lungul drenului şi de presiunea rezervorului, deci este neglijabilă în raport cu p_i. În acest caz, relațiile (4.4.3), (4.4.4) şi (4.4.5) devin

$$q = \frac{\pi \cdot h^3}{6\eta \cdot \ln \frac{r_e}{r_i}} p_i \tag{4.4.6}$$

$$p = p_i \frac{\ln \frac{r_e}{r}}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \tag{4.4.7}$$

$$P = \frac{p_i \frac{\pi}{2}\left(r_e^2 - r_i^2\right)}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \tag{4.4.8}$$

Dacă se admite că alimentarea lagărului se face printr-un tub de lungime l şi diametru d, în care curgerea este laminară,

$$q = \frac{\pi \cdot d^4 \left(p_c - p_i\right)}{128 \cdot l \cdot \eta} \tag{4.4.9}$$

Relațiile (4.4.6) şi (4.4.9) permit determinarea diametrului droselului,

$$d = \sqrt[4]{\frac{10{,}66 \cdot l \cdot p_c \cdot D^2 \cdot h^3}{\left(p_c - p_i\right)\left(r_e^2 - r_i^2\right)}} \tag{4.4.10}$$

sau

$$d = \sqrt[4]{\frac{21{,}3 \cdot l \cdot p_i \cdot h^3}{\left(p_c - p_i\right) \ln \frac{r_e}{r_i}}} \tag{4.4.11}$$

Grosimea filmului de lubrifiant este limitată inferior de dimensiunea caracteristică a particulelor solide conținute de lubrifiant, care depinde de finețea de filtrare realizabilă. Uzual, $h \geq 10$ μm.

Diametrul droselului este limitat inferior de tehnologia disponibilă; în general, $d \geq 0{,}5$ mm. Lungimea droselului este limitată superior de diametrul acestuia; de exemplu, la $d = 0{,}5$ mm, $l_{max} \cong 4$ mm.

Se admite $(p_c - p_i)\, p_c \cong 0{,}02 \ldots 0{,}03$ şi $r_e / r_i \cong 1{,}3 \ldots 1{,}4$.

Din punct de vedere tehnologic este mai convenabil să se utilizeze ca rezistențe hidraulice orificii scurte, curgerea lichidului prin acestea fiind uzual turbulentă. Pentru calcule preliminare se poate admite $c_d = 0{,}61$.

În figura A.4.4-2 se prezintă patina şi pistonul unei pompe produsă de firma TOWLER (Anglia).

Patina are un drosel cu $l_1 = 3$ mm şi $d_1 = 0{,}55$ mm, iar pistonul un orificiu cu $l_2 = 1{,}5$ mm şi $d_2 = 1{,}5$ mm. Presiunea de refulare a pompei este $p_c = 700$ bar, iar diametrul pistoanelor $D = 35{,}3$ mm. Patina are $r_e = 21$ mm, $r_i = 15$ mm şi pentru mărirea stabilității laterale este prevăzută cu două segmente de coroană circulară

care asigură şi o portanţă termohidrodinamică. Forţa portantă necesară este $P_{nec} = p_c \cdot \pi \cdot D^2/4 = 68507$ N. Relaţia (4.4.8) permite calculul presiunii necesare în camera patinei, $p_i = 679{,}3$ bar, deci $p_c - p_i = 20{,}7$ bar. Din relaţia lui Bernoulli aplicată între cilindru şi camera patinei,

$$p_c - p_i \cong \frac{\rho \cdot q^2}{2c_d^2 \cdot A_1^2} + \frac{\rho \cdot q^2}{2c_d^2 \cdot A_2^2}$$

în care $A_1 = \pi \cdot d_1^2 / 4$ şi $A_2 = \pi \cdot d_2^2 / 4$, se poate calcula debitul lagărului,

$$q = c_d \sqrt{\frac{2(p_c - p_i)}{\frac{\rho}{A_1^2} + \frac{\rho}{A_2^2}}} \ .$$

Dacă se pompează ulei cu $\rho = 900$ kg/m^3 şi $\nu = 30 \cdot 10^{-6}$ m^2/s rezultă $q = 9{,}74 \cdot 10^{-6}$ m^3/s. Pentru droselul patinei, $\mathbf{Re_1} = 4q / (\pi \cdot d_1 \cdot \nu) \cong 751$, iar pentru droselul pistonului $\mathbf{Re_2} = 4q / (\pi \cdot d_2 \cdot \nu) \cong 275$, deci valoarea recomandată pentru coeficientul de debit este acceptabilă. Grosimea filmului de lubrifiant corespunzătoare debitului calculat este $h \cong 13{,}5$ μm.

Utilizarea lagărelor hidrostatice la pompele volumice permite realizarea unor presiuni mari de funcţionare continuă (până la circa 2000 bar). În cazul motoarelor volumice, eliminarea frecării statice prin lagăre hidrostatice asigură momente de pornire mari, turaţii stabile mici şi randamente mecanice ridicate. La viteze mari ale patinei, portanţa hidrostatică este însoţită de o portanţă hidrodinamică care îmbunătăţeşte funcţionarea lagărului. Scăderea randamentului volumic datorită pierderilor de debit este compensată de mărirea sensibilă a duratei de utilizare a maşinilor.

5

POMPE CU PALETE CULISANTE

5.1. DESCRIERE, FUNCȚIONARE ŞI CLASIFICARE

O pompă cu palete culisante este formată dintr-o carcasă cilindrică, închisă lateral cu două capace plane şi un rotor cilindric circular antrenat de un arbore prevăzut cu degajări (caneluri) în care culisează palete aflate permanent în contact cu carcasa, datorită forţelor centrifuge. Carcasa pompelor "cu simplu efect" este circulară, (fig. 5.1,a,b) iar în cazul celor "cu dublu efect" – carcasa este cvasieliptică (fig. 5.1,c). În primul caz, datorită amplasării excentrice a rotorului față de carcasă, distanța dintre aceste două piese variază periodic, determinând deplasarea radială alternativă a paletelor.

Camerele de volum variabil necesare aspirației şi refulării se pot realiza astfel:

a) între palete, rotor, carcasă şi capacele acesteia, la pompele cu aspirație şi refulare "exterioar" (fig. 5.1,a,c) distribuția fiind asigurată de ferestrele practicate în carcasă, într-unul din capacele acesteia sau în ambele capace;

b) între carcasă, palete, rotor, capacele carcasei şi un distribuitor cilindric circular fix (fig.5.1,b) la pompele cu aspirație şi refulare "interioară". În cursul ieşirii paletelor din rotor volumul camerelor creşte, determinând scăderea presiunii, deci aspirația lichidului din racordul corespunzător. Când două palete adiacente care creează o cameră de volum crescător ajung în poziție simetrică față de axa $\overline{O_1O_2}$, determinată de centrul (axa) carcasei, O_1 şi centrul (axa) rotorului O_2 (fig. 5.2,a), volumul camerei devine maxim şi aceasta este izolată de ambele ferestre de distribuție; urmează faza de refulare, deoarece paletele pătrund în rotor, provocând micşorarea volumului camerei, deci evacuarea lichidului în racordul de refulare, până când ajung din nou simetrice față de axa $\overline{O_1O_2}$; în acest moment camera este din nou izolată de ferestrele de distribuție iar volumul său este minim.

Debitul teoretic al pompelor cu simplu efect este proporțional cu excentricitatea rotorului față de carcasă, $e = \overline{O_1O_2}$, deci poate fi reglat prin translația carcasei față de rotor. Datorită acestei calități, pompele cu palete culisante reglabile sunt preferabile pompelor cu roți dințate în numeroase sisteme hidraulice (îndeosebi cele ale maşinilor-unelte) deşi la aceeaşi capacitate sunt mult mai scumpe.

Rezultanta forţelor de presiune exercitate asupra rotorului în zona de refulare solicită lagărele proporțional cu presiunea de refulare, limitând valoarea nominală a acesteia la 100 – 175 bar, în funcție de tipul paletelor şi al lagărelor.

La pompele cu dublu efect forţele de presiune radiale se echilibrează practic complet datorită simetriei carcasei şi numărului par de palete; descărcarea lagărelor permite funcționarea continuă la presiuni mai ridicate (175 … 210 bar).

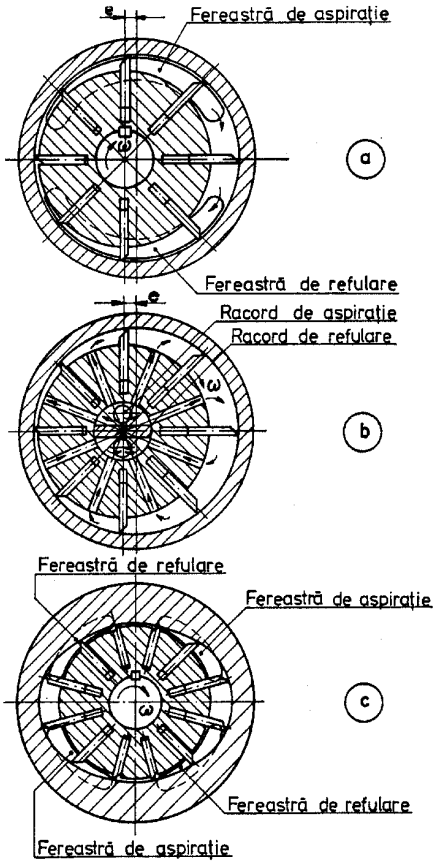


Fig. 5.1. Pompă cu palete culisante: a) cu simplu efect, aspirație şi refulare exterioară; b) cu simplu efect, aspirație şi refulare interioară; c) cu dublu efect.

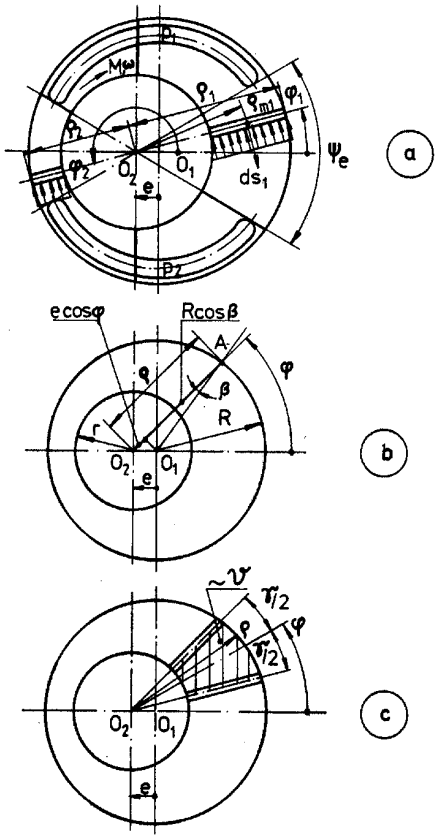


Fig. 5.2. Scheme pentru calculul momentului, debitului şi capacității pompelor cu simplu efect: a) schemă pentru calculul momentului teoretic; b) schemă pentru calculul distanței dintre centrul rotorului şi carcasă; c) schemă pentru calculul volumului spațiului dintre două palete adiacente, rotor, carcasă şi capacele acesteia.

La o rotație completă, fiecare cameră formată de două palete adiacente se umple şi se golește de două ori, conferind acestor pompe un gabarit redus pe unitatea de putere. Dezavantajul capacității constante este compensat de pulsația foarte redusă a debitului şi zgomotul mai redus față de pompele cu roți dințate de aceaşi capacitate.

Contactul permanent dintre palete şi carcasă poate fi asigurat de forțele centrifuge numai la turații ridicate (uzual peste 500 rot/min). Funcționarea la turații mici şi asigurarea unei etanşeități eficiente se poate realiza prin mai multe procedee. La pompele de mare capacitate paletele sunt prevăzute cu cepuri laterale şi culise sau role care se deplasează în canale practicate fie direct în capacele

carcasei, fie în inele de ghidare care se pot roti liber în capace în scopul reducerii la minimum a vitezei lor relative față de role sau culise. În faza de refulare, camerele dintre palete şi rotor sunt presurizate cu lichid prelevat din fața paletelor.

La pompele de capacitate mică şi presiune redusă (până la 100 bar) paletele sunt simple şi au extremitățile exterioare rotunjite sau ascuțite. La presiuni mai mari paletele sunt duble (fig. 5.3,a), au muchiile exterioare ascuțite şi între ele se practică un canal radial prin care se presurizează camera pe care o formează împreună cu statorul şi capacele carcasei. Presiunea în aceste camere este mai mică decât cea de refulare, dar asigură echilibrarea practic completă a forțelor de presiune radiale pe palete. Micşorarea presiunii de contact permite mărirea presiunii nominale la circa 175 bar.

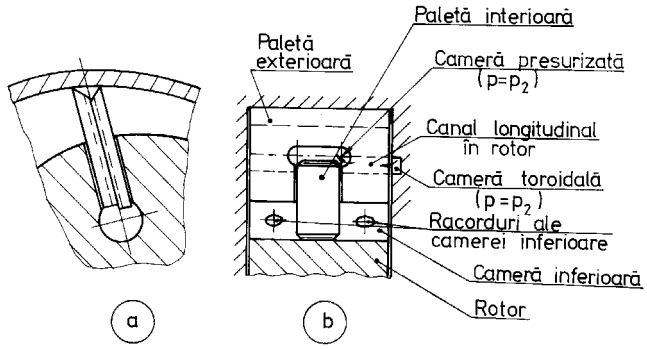


Fig. 5.3. Tipuri de palete:
a) duble, identice; b) duble, cu cameră interioară presurizată.

O soluție eficientă de reducere a presiunii de contact dintre palete şi carcasă în faza de aspirație este cea utilizată de firma VICKERS (S.U.A.). O paletă este formată din două lamele (fig. 5.3, b): una exterioară, în contact cu carcasa, şi una interioară, în contact cu rotorul. Camerele formate între lamele sunt conectate permanent la racordul de refulare prin camere toroidale practicate în capacele carcasei, iar camerele formate de lamele, rotor şi capacele carcasei sunt conectate alternativ cu racordurile pompei prin găuri care comunică cu camerele din aval de palete (fig. 5.4, a,b). Micşorarea presiunii medii de contact (fig. 5.4, c) măreşte presiunea maximă de funcționare continuă (la 175 bar) şi durata de utilizare a pompei. Soluția constructivă adoptată (tip "cartuş") permite înlocuirea elementelor de uzură ale pompei fără demontarea acesteia din instalație.

Contactul dintre palete şi carcasă mai poate fi asigurat şi cu arcuri, dar această soluție este specifică hidromotoarelor.

Pompele cu palete culisante prezintă avantajul compensării automate a uzurii muchiilor radiale exterioare ale paletelor; ca urmare, randamentul lor se menține timp îndelungat la o valoare ridicată.

În figura 5.4,d se prezintă trei curbe tipice de variație a randamentului total în funcție de presiune, corespunzătoare unor came ce pot funcționa cu acelaşi rotor.

Există variante constructive caracterizate prin menţinerea automată a jocurilor dintre rotor, palete şi carcasă la o valoare optimă, cu ajutorul unei plăci de distribuţie mobile (fig. 5.5,a).

Pompele cu palete culisante se execută şi sub formă de pompe duble (două pompe antrenate de acelaşi arbore având aspiraţia comună şi refularea independentă - fig. 5.5,b,c).

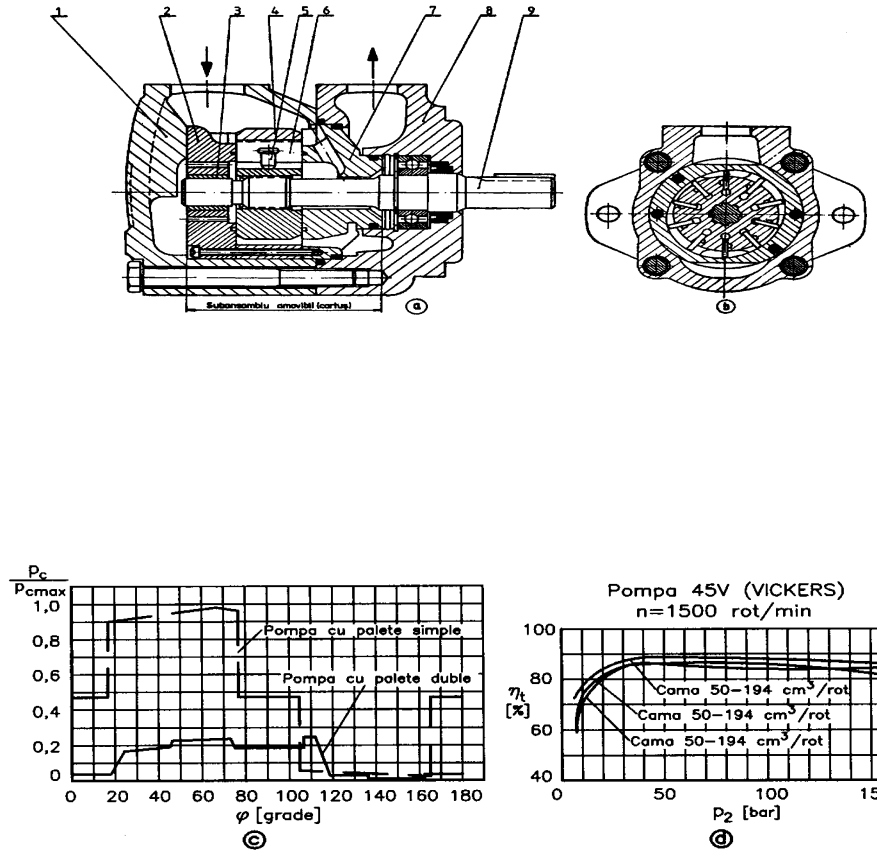


Fig. 5.4. Pompă cu palete culisante şi dublu efect (VICKERS – SUA):
a) secţiune axială: 1 - semicarcasă demontabilă; 2 - placă de distribuţie posterioară; 3 - cuzinet; 4 - rotor; 5 - paletă inferioară; 6 - paletă exterioară; 7 - placă de distribuţie anterioară; 8 - semicarcasă nedemontabilă; 9 - arbore; b) secţiune cu un plan paralel; c) variaţia presiunii medii de contact dintre o paletă exterioară şi camă; d) variaţia randamentului total în funcţie de presiune pentru trei came încercate cu acelaşi rotor.

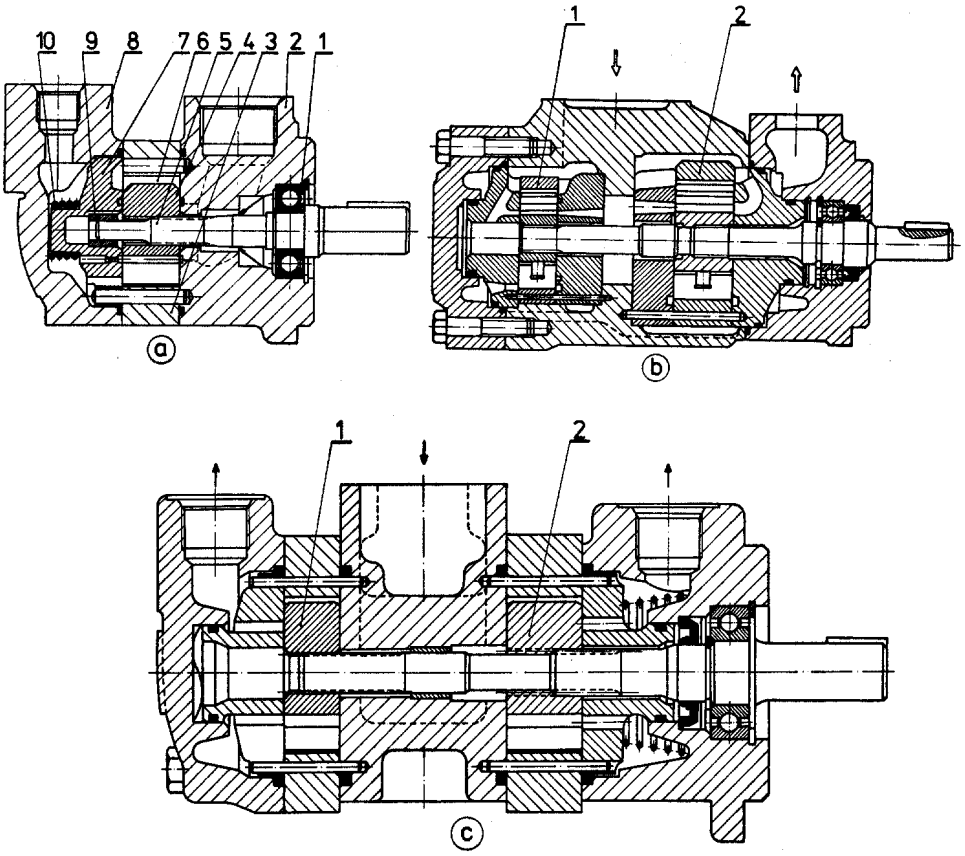


Fig.5.5. Pompe cu palete culisante:
a) pompă cu palete culisante şi placă de distribuţie flotantă: 1 - rulment radial; 2 - carcasă; 3 - camă; 4 - rotor; 5 - arbore; 6 - paletă; 7 - placă de distribuţie flotantă; 8 - capac; 9 - bucşă antifricţiune; 10 - resort; b) pompă cu palete culisante, dublă, fără compensarea uzurii frontale a paletelor: 1- secţiune de debit mic; 2 - secţiune de debit mare; c) pompă cu palete culisante, dublă, cu compensarea uzurii frontale a paletelor: 1 - secţiune de debit mic; 2 - secţiune de debit mare.

5.2. MOMENTUL, DEBITUL ŞI CAPACITATEA POMPELOR CU SIMPLU EFECT

Într-o primă aproximaţie se admite că paletele au o grosime neglijabilă şi că unghiul de etanşare, ψ_e, format de tangentele radiale ale ferestrelor de distribuţie (fig. 5.2,a), este egal cu unghiul dintre axele paletelor, $\gamma = 2\pi / z$ (distribuţie cu acoperire nulă).

În orice moment, ferestrele de distribuţie sunt separate de câte o paletă (numită "activă") supusă diferenţei de presiune $\Delta p = p_2 - p_1$ dintre racordurile pompei, celelalte palete (numite "pasive") nefiind solicitate lateral de forţe de presiune. Momentul necesar rotirii unei palete active poziţionată prin unghiul

$\varphi_1 = -\omega t + \pi / z$, cu un unghi $\left(-d\varphi_1\right) = \omega\, dt > 0$, se calculează din condiția energetică

$$M_1\left(-d\varphi_1\right) = \Delta p \cdot A_1 \cdot dp_1 \tag{5.1.}$$

în care $A_1 = b\cdot(\rho_1 - r)$; $ds_1 = -\rho_{m1}\cdot d\varphi_1$; b – lățimea rotorului; r – raza rotorului; $\rho_1(\varphi_1)$ – distanța dintre centrul rotorului şi carcasă: $\rho_{m1}(\varphi_1) = (\rho_1 + r)/2$ – raza centrului porțiunii de paletă situată în afara rotorului.

Se observă că produsul $A_1\cdot ds_1$ reprezintă volumul de lichid dV_1 ce trece din zona de aspirație către cea de refulare în intervalul de timp dt, necesar rotirii paletei cu unghiul - $d\varphi_1$, deci

$$M_1\left(\varphi_1\right) = -\frac{\Delta p \cdot dV_1}{d\varphi_1} = \frac{b \cdot \Delta p \cdot \left(\rho_1^2 - r^2\right)}{2} > 0 \tag{5.2}$$

O paletă activă care trece din zona de refulare în zona de aspirație produce un moment

$$M_2\left(\varphi_2\right) = \frac{\Delta p \cdot dV_2}{d\varphi_2} = \frac{-b \cdot \Delta p \cdot \left(\rho_2^2 - r^2\right)}{2} < 0 \tag{5.3}$$

dV_2 fiind volumul de lichid recirculat în acelaşi interval de timp, $dt = -d\varphi_2/\omega$, iar $\rho_2(\varphi_2)$ - distanța dintre centrul rotorului şi carcasă pentru această paletă. Unghiurile φ_1 şi φ_2 diferă printr-o constantă, $\varphi_1 - \varphi_2 = K\cdot\gamma$ deci $d\varphi_1 = d\varphi_2$. Numărul natural K depinde de numărul paletelor.

Momentul teoretic necesar pompării este

$$M\left(\varphi\right) = M_1 - M_2 = -\Delta p \frac{dV}{d\varphi_1} = \frac{b \cdot \Delta p \cdot \left(\rho_1^2 - \rho_2^2\right)}{2} \tag{5.4}$$

unde

$$dV = dV_1 - dV_2 = b \cdot \Delta p \cdot \left(\rho_1^2 - \rho_2^2\right)/2 \tag{5.5}$$

reprezintă volumul de lichid evacuat prin fereastra de refulare când rotorul se roteşte cu unghiul $d\varphi_1$. Debitul teoretic corespunzător este

$$Q_t\left(\varphi_1\right) = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{\omega \cdot b \cdot \left(\rho_1^2 - \rho_2^2\right)}{2} \tag{5.6}$$

Se constată că variația momentului teoretic este similară cu cea a debitului teoretic.

Din figura 5.2,b se poate calcula distanța dintre centrul rotorului şi carcasă în funcție de unghiul curent φ,

$$\rho\left(\varphi\right) = e\cos\varphi + R\cos\beta = e\cos\varphi + R\sqrt{1 - \sin^2\beta} \tag{5.7}$$

unde

$$\sin\beta = \frac{e}{R}\cdot\sin\varphi \tag{5.8}$$

Se notează cu ε = e/R excentricitatea relativă a rotorului față de carcasă şi se dezvoltă în serie radicalul, reținând primii doi termeni ai seriei. Relația (5.7) devine

$$\rho(\varphi) = R\left(\varepsilon\cos\varphi + \sqrt{1-\varepsilon^2\sin^2\varphi}\right) \cong R\left(1+\varepsilon\cos\varphi - \frac{\varepsilon^2}{2}\sin^2\varphi\right) \tag{5.9}$$

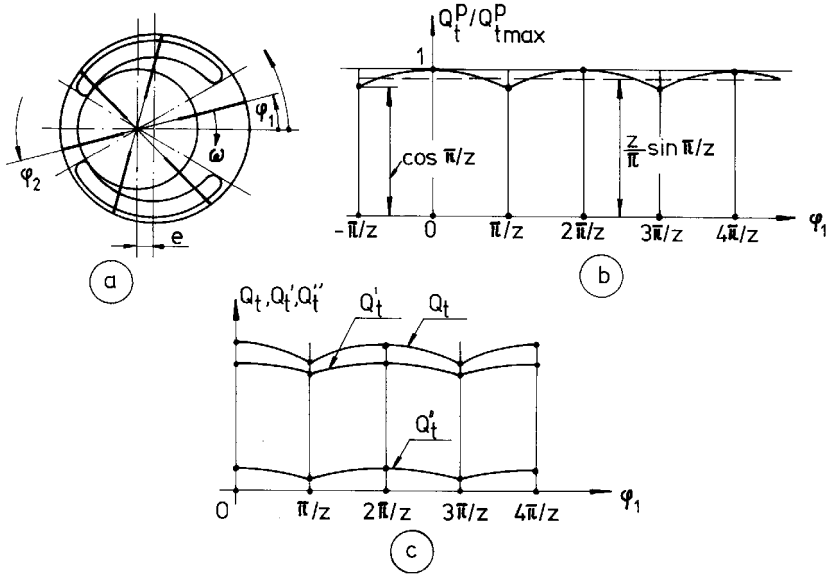


Fig. 5.6. Neuniformitatea debitului teoretic al pompelor cu simplu efect şi număr par de palete: a) schemă de calcul a dependenței dintre unghiurile φ_1 şi φ_2; b) variația debitului teoretic relativ în raport cu unghiul de rotație al paletelor de grosime neglijabilă; c) influența grosimii paletelor asupra neuniformității debitului teoretic.

Dacă se neglijează termenii care conțin puterile superioare ale lui ε,

$$\rho^2(\varphi) \cong R^2\left(1+2\varepsilon\cos\varphi+\varepsilon^2\cos 2\varphi\right) \tag{5.10}$$

În cazul pompelor cu număr par de palete (fig.5.6,a), unghiurile φ_1 şi φ_2 satisfac relația

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \pi \tag{5.11}$$

deci

$$\rho_1^2(\varphi_1) \cong R^2\left(1 + 2\varepsilon\cos\varphi_1 + \varepsilon^2\cos 2\varphi_1\right)$$

şi

$$\rho_2^2(\varphi_1) \cong R^2\left(1 - 2\varepsilon\cos\varphi_1 + \varepsilon^2\cos 2\varphi_1\right)$$

Debitul teoretic are caracter pulsator (fig. 5.6, b),

$$Q_t^p(\varphi_1) = 2\varepsilon\cdot\omega\cdot b\cdot R^2\cdot\cos\varphi_1 \tag{5.12}$$

atingând valoarea maximă când $\varphi_1 = 0$,

$$Q_{t\max}^p(\varphi_1) = 2\varepsilon\cdot\omega\cdot b\cdot R^2 \tag{5.13}$$

şi valoarea minimă pentru $\varphi_1 = \pm\gamma/2 = \pm\pi/z$

$$Q_{t\min}^p = 2\varepsilon\cdot\omega\cdot b\cdot R^2\cdot\cos\left(\frac{\pi}{z}\right) \tag{5.14}$$

Debitul teoretic mediu corespunzător este

$$Q_{tm}^p = \frac{1}{\gamma}\int_{-\gamma/2}^{\gamma/2} Q_t^p(\varphi_1)d\varphi_1 = \frac{z}{2\pi}\int_{-\pi/z}^{\pi/z} 2\varepsilon\cdot\omega\cdot b\cdot R^2\cdot\cos\varphi_1 d\varphi_1$$

sau

$$Q_{tm}^p = \frac{2}{\pi}z\cdot\varepsilon\cdot\omega\cdot b\cdot R^2\cdot\sin\frac{\pi}{2} \quad . \tag{5.15}$$

Coeficientul de neuniformitate al debitului teoretic,

$$\delta_Q^p = \frac{Q_{t\max}^p - Q_{t\min}^p}{Q_{tm}^p}$$

este invers proporţional cu numărul paletelor,

$$\delta_Q^p = \frac{1-\cos\frac{\pi}{z}}{\frac{\pi}{z}\cdot\sin\frac{\pi}{z}} = \frac{\pi}{z}\operatorname{tg}\frac{\pi}{2z} \cong \frac{\pi^2}{2z^2} \quad . \tag{5.16}$$

La pompele cu număr impar de palete, dacă $0 \le \varphi_1 \le \pi/z$, $\varphi_2 = \varphi_1 + \pi - \pi/z$ (fig. 5.7,a), iar dacă $-\pi/z \le \varphi_1 \le 0$, $\varphi_2 = \varphi_1 + \pi + \pi/z$ (fig. 5.7,b). În primul caz

$$\rho_2^2(\varphi_1) \cong R^2\left[1 - 2\varepsilon\cdot\cos\left(\varphi_1 - \frac{\pi}{z}\right) + \varepsilon^2\cos 2\left(\varphi_1 - \frac{\pi}{z}\right)\right]$$

deci

$$Q_t^i(\varphi_1) = 2\varepsilon\omega bR^2 \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right)\cos\left(\varphi_1 - \frac{\pi}{2z}\right)\left[1 - 2\varepsilon\sin\left(\frac{\pi}{2z}\right)\sin\left(\varphi_1 - \frac{\pi}{2z}\right)\right] \quad (5.17)$$

Valoarea maximă a debitului teoretic se realizează pentru $\varphi_1 = 0$:

$$Q_{t\max}^i = 2\varepsilon \cdot \omega \cdot b \cdot R^2 \cos^2\left(\frac{\pi}{2z}\right)\left[1 + 2\varepsilon \cdot \sin^2\left(\frac{\pi}{2z}\right)\right] \quad (5.18)$$

iar valoarea minimă – pentru $\varphi = \pi/z$ (fig. 5.7, c):

$$Q_{t\max}^i = 2\varepsilon \cdot \omega \cdot b \cdot R^2 \cos^2\left(\frac{\pi}{2z}\right)\left[1 - 2\varepsilon\sin^2\left(\frac{\pi}{2z}\right)\right]. \quad (5.19)$$

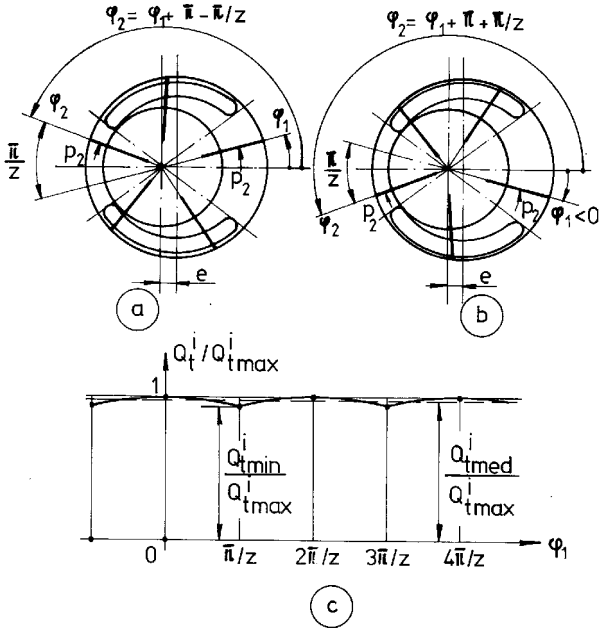


Fig. 5.7. Neuniformitatea debitului teoretic al pompelor cu simplu efect şi număr impar de palete: a) schemă de calcul a dependenței dintre unghiurile caracteristice φ_1 şi φ_2 pentru $0 \le \varphi_1 \le \pi/z$; b) schemă de calcul a dependenței dintre unghiurile caracteristice φ_1 şi φ_2 pentru $-\pi/z \le \varphi_1 \le 0$; c) variația debitului teoretic specific în funcție de unghiul de rotație al paletelor.

Debitul teroretic mediu în intervalul $[0, \pi/z]$,

$$Q_{tm}^i = \frac{z}{\pi}\int_0^{\pi/z} Q_t^i(\varphi_1)\, d\varphi_1$$

are aceeaşi expresie ca în cazul pompelor cu număr par de palete:

$$Q_{tm}^{i} = \frac{2}{\pi} z \cdot \varepsilon \cdot \omega \cdot b \cdot R^2 \cdot \sin\frac{\pi}{z} = Q_{tm} \ . \tag{5.20}$$

Coeficientul de neuniformitate a debitului teoretic,

$$\delta_{Q}^{i} = \left(Q_{t\max}^{i} - Q_{t\min}^{i}\right) / Q_{tm}$$

are o valoare mult mai mică decât în cazul pompelor cu număr par de palete,

$$\delta_{Q}^{i} = \frac{\pi}{z} \varepsilon \cdot \sin\frac{\pi}{z} \cong \varepsilon \frac{\pi^2}{z^2} \tag{5.21}$$

raportul

$$\frac{\delta_{Q}^{i}}{\delta_{Q}^{p}} = 2\varepsilon \cdot \cos^2\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cong 2\varepsilon < 1 \tag{5.22}$$

fiind subunitar deoarece $\varepsilon << 1$.

Construcțiile cele mai răspândite au 11 sau 15 palete. În intervalul $-\pi/z \le \varphi_1 \le 0$ variația debitului teoretic este similară.

Volumul V al spațiului dintre două palete adiacente, rotor, carcasă şi capacele acesteia variază în funcție de poziția planului de simetrie al paletelor în raport cu axa O_1O_2. Calculând valorile extreme, V_{max} şi V_{min} ale acestui volum se poate determina capacitatea pompei:

$$V = z\left(V_{max} - V_{min}\right). \tag{5.23}$$

Cu ajutorul figurii 5.2,c se construieşte funcția

$$V(\varphi) = b \int_{\varphi-\pi/z}^{\varphi+\pi/z} (\rho - r) \cdot \frac{\rho + r}{2} \cdot d\varphi = \frac{b}{2} \int_{\varphi-\pi/z}^{\varphi+\pi/z} \left(\rho^2 - r^2\right) \cdot d\varphi \tag{5.24}$$

Ținând seama de relația (5.10), aceasta devine

$$V(\varphi) = \frac{bR^2}{2} \int_{\varphi-\pi/z}^{\varphi+\pi/z} \left(1 + 2\varepsilon\cos\varphi + \varepsilon^2\cos 2\varphi\right) \cdot d\varphi - \frac{br^2}{2} \int_{\varphi-\pi/z}^{\varphi+\pi/z} d\varphi$$

sau

$$V(\varphi) = bR^2 \left[\frac{\pi}{z}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) + 2\varepsilon \sin\left(\frac{\pi}{z}\right)\cos\varphi + \left(\frac{\varepsilon^2}{2}\right)\sin\frac{2\pi}{z}\cos\varphi \right] \tag{5.25}$$

Maximul acestui volum se realizează la $\varphi = 0$,

$$V_{max} = bR^2 \left[\frac{\pi}{z}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) + 2\varepsilon \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) + \frac{\varepsilon^2}{2}\sin\left(\frac{2\pi}{z}\right) \right]$$

iar minimul - la $\varphi = \pi$,

$$V_{min} = b \cdot R^2 \left[\frac{\pi}{z}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) - 2\varepsilon \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) + \frac{\varepsilon^2}{2}\sin\left(\frac{2\pi}{z}\right) \right]$$

deci

$$V = 4 \cdot b \cdot \varepsilon \cdot z \cdot R^2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) \tag{5.26}$$

Dacă numărul paletelor este suficient de mare, $\sin\frac{\pi}{z} \cong \frac{\pi}{z}$ şi

$$V \cong 4\pi \cdot \varepsilon \cdot b \cdot R^2 = 4\pi \cdot e \cdot b \cdot R\,. \tag{5.27}$$

Debitul teoretic mediu calculat pe baza capacității,

$$Q_{tm} = n \cdot V = 4n \cdot b \cdot \varepsilon \cdot z \cdot R^2 \cdot \sin\frac{\pi}{z} = \frac{2}{\pi}\omega \cdot b \cdot \varepsilon \cdot z \cdot R^2 \cdot \sin\frac{\pi}{z} \tag{5.28}$$

este identic cu cel determinat anterior prin medierea debitului teoretic pentru număr par şi impar de palete.

Grosimea nenulă a paletelor, a, modifică variația debitului teoretic instantaneu. Deplasarea alternativă a paletelor în rotor generează un debit teoretic $Q_t^{''}$ care poate fi recuperat dacă în capacele carcasei se prevăd ferestre de distribuție pentru spațiile delimitate de rotor şi palete. Dacă aceste spații sunt racordate numai la aspirație sau numai la refulare, debitul teoretic al pompei, $Q_t^{'} = Q_t - Q_t^{''}$, se micşorează, dar şi pulsația sa este mai mică decât cea teoretică. În figura 5.6,c se prezintă calitativ variația acestor debite pentru pompele cu număr par de palete.

Două palete adiacente ocupă în camera de volum maxim volumul

$$\Delta V_{max} = a \cdot b\left[\rho\left(\frac{\pi}{z}\right) - r\right] \cong a \cdot b\left[R\left(1 + \varepsilon\cos\frac{\pi}{z} - \frac{\varepsilon^2}{2}\sin^2\frac{\pi}{z}\right) - r\right]$$

iar în camera de volum minim – volumul

$$\Delta V_{min} = a \cdot b\left[\rho\left(\frac{\pi}{z} + \pi\right) - r\right] \cong a \cdot b\left[R\left(1 - \varepsilon\cos\frac{\pi}{z} - \frac{\varepsilon^2}{2}\sin^2\frac{\pi}{z}\right) - r\right]$$

Variația utilă de volum a unei camere se micşorează cu

$$\Delta V = \Delta V_{max} - \Delta V_{min} = 2a \cdot b \cdot \varepsilon \cdot R \cdot \cos\frac{\pi}{z}$$

iar capacitatea pompei cu

$$\Delta V = z \cdot \Delta V = 2a \cdot b \cdot z \cdot \varepsilon \cdot R \cdot \cos\frac{\pi}{z} \tag{5.29}$$

În acest caz capacitatea reală a pompei este

$$V' = 2 \cdot b \cdot \varepsilon \cdot z \cdot R\left(2R \sin\frac{\pi}{z} - a\cos\frac{\pi}{z}\right) . \tag{5.30}$$

Unghiul de etanşare real ψ_e este mai mare decât cel teoretic γ, ferestrele de distribuţie fiind uzual tangente exterioare paletelor dispuse simetric la un moment oarecare faţă de planul (axa) O_1O_2. Acoperirea pozitivă a sistemului de distribuţie introduce discontinuităţi în variaţia debitului teoretic şi şocuri de presiune, a căror atenuare este posibilă prin utilizarea fantelor de amortizare.

5.3. CALCULUL CAPACITĂŢII, DEBITULUI ŞI MOMENTULUI POMPELOR CU DUBLU EFECT

În zonele de etanşare curbele directoare ale carcaselor pompelor cu palete culisante cu dublu efect sunt formate din arce de cerc concentrice, racordate prin curbe continue în zonele ferestrelor de distribuţie (fig. 5.8,a)

Dacă se neglijează grosimea paletelor, debitul teoretic este constant deoarece în zonele de etanşare distanţa dintre rotor şi carcasă este constantă,

$$Q_t = \omega b\left(R_1^2 - R_2^2\right) \tag{5.31}$$

R_1 şi R_2 fiind razele arcelor de cerc. Volumul camerei formată de două palete adiacente are valoarea maximă, $V_{max} = \pi \cdot b\left(R_1^2 - r^2\right)/z$, şi valoarea minimă $V_{min} = \pi \cdot b\left(R_2^2 - r^2\right)/z$, deci capacitatea teoretică a pompei este

$$V = z\left(V_{max} - V_{min}\right) = \pi \cdot b\left(R_1^2 - R_2^2\right) \tag{5.32}$$

Această relaţie rămâne valabilă şi în cazul paletelor de grosime nenulă, dacă se utilizează şi debitul realizat între palete şi rotor. În caz contrar trebuie să se considere volumul ocupalt de palete în camera de volum maxim, ΔV_{max} = ab (R_1-r), şi în camera de volum minim, ΔV_{min} = ab (R_2- r).

Capacitatea pompei se micşorează cu

$$\Delta V = z\left(\Delta V_{max} - \Delta V_{min}\right) = a \cdot b \cdot z\left(R_1 - R_2\right)$$

Încovoierea paletelor datorită frecării de carcasă poate fi evitată prin înclinarea lor faţă de planele meridiane cu un unghi β egal cu unghiul de frecare (fig. 5.8,a) cuprins între 6 şi 15^0 (valorile mari corespund pompelor mici). În acest caz, $\Delta V = abz\,(R_1 - R_2) / \cos\beta$, deci

$$V = b\left(R_1 - R_2\right)\left[\pi\left(R_1 - R_2\right) - \frac{a \cdot z}{\cos\beta}\right] \tag{5.33}$$

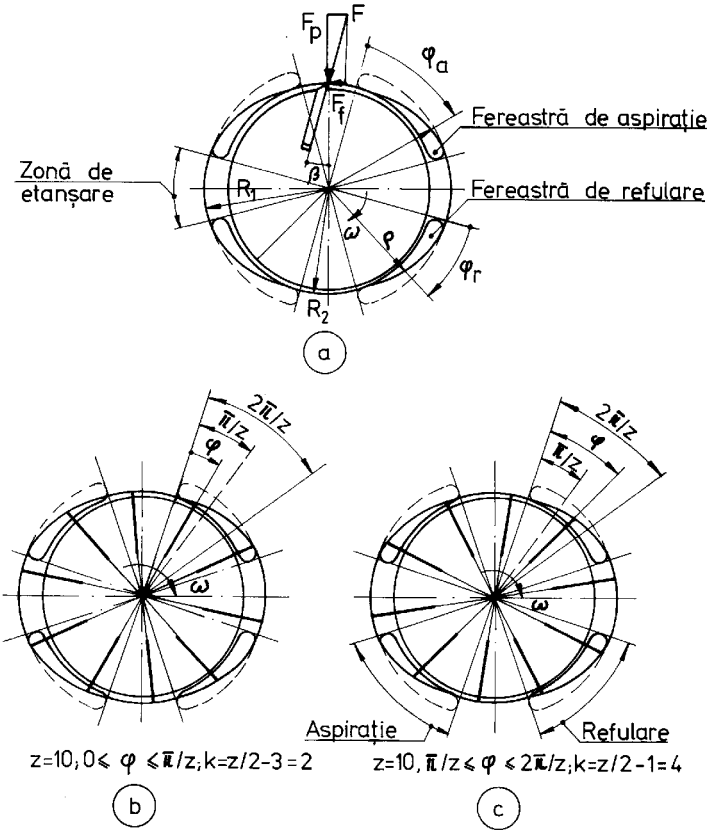


Fig. 5.8. Elemente geometrice ale pompelor cu palete culisante cu dublu efect:
a) forma camei şi dispunerea paletelor în raport cu planele axiale ale rotorului;
b) dispunerea paletelor în raport cu zonele de etanşare în cazul z=10 şi $0 \le \varphi \le \pi/z$;
c) dispunerea paletelor în raport cu zonele de etanşare în cazul z =10 şi $\pi/z \le \varphi \le 2\pi/z$.

Dacă arcele de cerc ale curbei directoare se racordează printr-o spirală arhimedică,

$$\rho\left(\varphi_a\right) = R_2 + C\varphi_a$$

viteza de ieşire (pătrundere) a paletelor din (în) rotor este constantă:

$$v = \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot C$$

deci

$$\rho(\varphi_a) = R_2 + \frac{v \cdot \varphi_a}{\omega} \quad . \tag{5.34}$$

Fie K(φ) numărul paletelor care se găsesc la momentul t = φ/ω în zona de refulare. Debitul pierdut datorită acestor palete este $Q_t'' = K \cdot a \cdot b \cdot v$ deci $Q_t' = \omega \cdot b\left(R_1^2 - R_2^2\right) - K \cdot a \cdot b \cdot v$.

Dacă z este multiplu de patru, în zonele de etanşare se vor găsi întotdeauna patru palete, iar în zonele de refulare se găsesc K = (z - 4) / 2 palete. Pentru z/2 impar, în intervalul $0 \le \varphi_r \le \pi / z,\ K = z/2 - 3$ (fig. 5.8,b), iar în intervalul $\pi / z < \varphi_r \le 2\pi / z,\ K = z/2 - 1$ (fig. 5.8,c). Rezultă că la aceste pompe este util ca numărul de palete să fie multiplu de patru, deoarece K fiind constant, debitul teoretic este constant. În general z = 12, mai rar z = 20, dar există şi numeroase cazuri în care z =10.

Spirala arhimedică prezintă dezavantajul că la racordarea cu arcele de cerc viteza are discontinuităţi cărora le corespund şocuri. Pentru evitarea acestora, spirala se racordează cu arcele de cerc prin curbe continue.

Variaţia liniară a vitezei este posibilă prin menţinerea constantă a acceleraţiei radiale a paletei. Curba

$$\rho = R_2 + \varphi_a^2 \cdot \frac{2(R_1 - R_2)}{\gamma^2} \tag{5.35}$$

asigură în intervalul [0, γ/2] o creştere liniară a vitezei,

$$v(\varphi_a) = \frac{d\rho}{dt} = \varphi_a \cdot 4\omega(R_1 - R_2)\gamma^2$$

până la valoarea maximă

$$v_{max} = 2\omega \frac{(R_1 - R_2)}{\gamma} \ ,$$

acceleraţia fiind constantă,

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = \frac{4\omega(R_1 - R_2)}{\gamma^2} > 0$$

iar

$$\rho\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

Curba

$$\rho(\varphi_a) = 2R_2 - R_1 + \frac{4(R_1 - R_2)}{\gamma}\left(\varphi_a - \frac{\varphi_a^2}{2\gamma}\right) \tag{5.36}$$

asigură în intervalul $[\gamma/2, \gamma]$ o scădere liniară a vitezei la zero,

$$v(\varphi_a) = \frac{4\omega(R_1 - R_2)}{\gamma}\left(1 - \frac{\varphi_a}{\gamma}\right)$$

accelerația fiind constantă şi negativă,

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = -4\omega\frac{(R_1 - R_2)}{\gamma^2} < 0.$$

La $\varphi_a = \gamma/2$, $\rho = (R_1 + R_2)/2$ iar $v = v_{max}$, iar cele două curbe se racordează continuu.

În figura 5.9 se prezintă variația deplasării radiale, $s = \rho - R_2$ [mm], vitezei v [m/s] şi accelerației $d^2\rho/dt^2$ [m/s^2] pentru paletele pompei 33.58.017 (fig. 5.10) produsă de Uzina Mecanică Plopeni. Principalele caracteristici ale acesteia sunt: $z = 12$; $R_1 = 74$ mm; $R_2 = 80$ mm; $b = 61$ mm; $a = 3{,}2$ mm; $\omega_{max} \cong 125$ s^{-1}.

Se alege ca plan meridian $\varphi = 0$ planul de simetrie al zonei de etanşare de rază $\rho = R_2$. Ecuațiile curbelor care constituie un sfert din curba directoare sunt:

- $s = 0$, $\theta = 100\,\varphi / 2\pi \in [0, 5]$, $\varphi \in [0, \pi / z]$;
- $s = 0{,}06\,\theta^2 - 0{,}6\,\theta + 1{,}5$, $\theta \in [5, 10]$, $\varphi \in [\pi / 10, 2\pi / 10]$;
- $s = 0{,}6\,\theta - 4{,}5$, $\theta \in [10, 15]$, $\varphi \in [2\pi / 10, 3\pi / 10]$
- $s = -0{,}06\,\theta^2 + 2{,}4\,\theta - 18$, $\theta \in [15, 20]$, $\varphi \in [3\pi / 10, 4\pi / 10]$;
- $s = 6$, $\theta \in [20, 25]$, $\varphi \in [4\pi / 10, \pi / 2]$.

Curbele alese asigură racordarea continuă a arcelor de cerc. În figura 5.11 se prezintă placa de distribuție a aceleiaşi pompe.

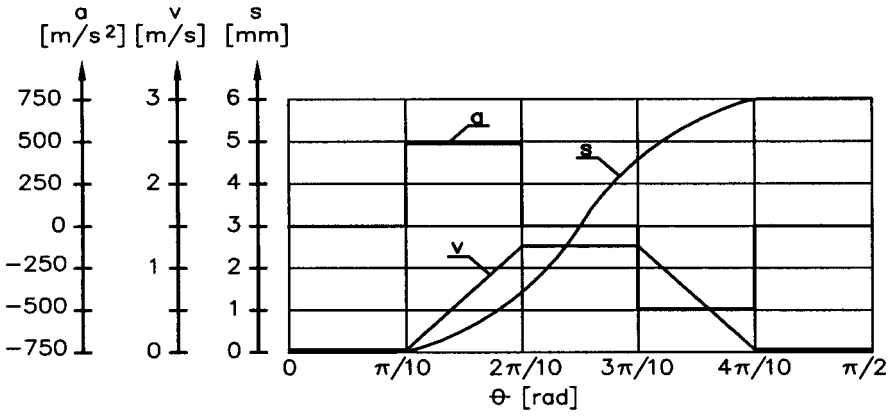


Fig. 5.9. Variația deplasării radiale, vitezei şi accelerației paletelor pompei 33.58.017 (U.M. Plopeni).

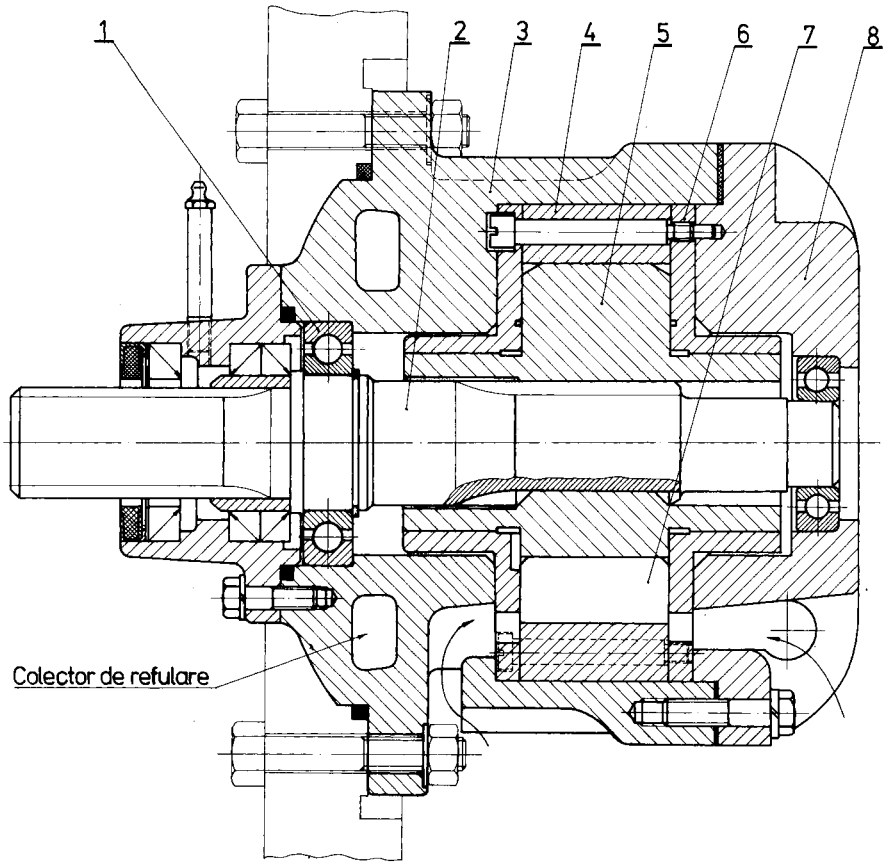


Fig. 5.10. Pompa cu palete culisante 33.58.017(U.M. Plopeni):
1 - rulment radial; 2 - arbore; 3 - carcasă; 4 - camă; 5 - rotor;
6 - placă de distribuție; 7 - paletă; 8 - capac posterior.

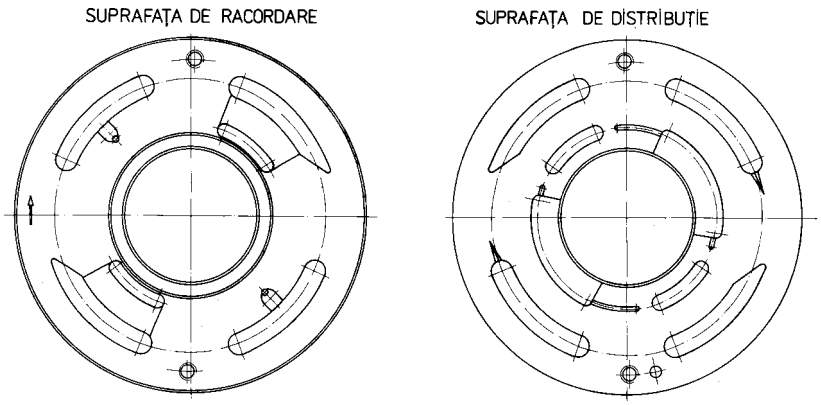


Fig. 5.11. Placa de distribuție a pompei cu palete culisante 33.58.017.

6

POMPE CU ANGRENAJE CILINDRICE

6.1. DESCRIERE, FUNCȚIONARE ŞI CLASIFICARE

O pompă simplă cu angrenaj cilindric este formată din două roți dințate amplasate într-o carcasă închisă lateral cu două capace ce susțin lagărele. Una dintre roți (pinionul) este antrenată de un motor printr-un arbore.

Angrenajul poate fi evolventic sau cicloidal, exterior (fig. 6.1,a) sau interior (fig. 6.1, b); dinții pot fi drepți, înclinați sau în V. Camerele de volum variabil se formează în zona de angrenare, între dinții roților, carcasă şi capacele acesteia. Ieşirea dinților din angrenare creează goluri ce se umplu cu lichid din conducta de aspirație, datorită diferenței de presiune dintre rezervor şi spațiul de volum crescător; lichidul este transportat în golurile dintre dinți de la racordul de aspirație la cel de refulare, fiind expulzat în acesta datorită reintrării dinților în angrenare. Linia de contact dintre pinion şi roată constituie o etanşare mobilă a spațiului de înaltă presiune față de cel de joasă presiune. În cazul pompelor cu angrenaj interior evolventic, separarea zonelor de refulare şi aspirație necesită în plus o diafragmă de formă semilunară amplasată între pinion şi roată. Această piesă nu este necesară dacă angrenajul interior este cicloidal critic (fig. 6.2), deoarece diferența de un dinte asigură teoretic contactul tuturor dinților pinionului cu roata.

La pompele cu angrenaj exterior distribuția se realizează prin găuri practicate în carcasă sau în capace; dacă se utilizează un angrenaj interior, aspirația şi refularea lichidului pot fi asigurate prin ferestre situate în capace sau prin găuri radiale practicate în carcasă şi între dinții roții.

Curgerile inverse, periferice şi frontale sunt limitate de jocurile foarte mici, radiale şi axiale, existente între roți, carcasă şi capace, la pompele cu angrenaj exterior, respectiv între roți, diafragmă şi capace, în cazul pompelor cu angrenaj interior. Menținerea randamentului volumic la o valoare acceptabilă necesită compensarea automată a uzurii pieselor pompei, îndeosebi a capacelor.

Rezultanta forțelor de presiune pe roți solicită lagărele proporțional cu suprapresiunea realizată de pompă. La presiuni de refulare mici şi mijlocii (5…100 bar) se pot utiliza atât lagăre de alunecare cât şi de rostogolire. La presiuni mari (100…330 bar) se întrebuințează practic exclusiv lagăre de alunecare; fiind greu solicitate, acestea au frecvent o structură specială; în acelaşi timp eforturile radiale pe roți sunt reduse prin măsuri constructive.

Continuitatea transmiterii mişcării între roțile dințate nu poate fi asigurată decât de o dantură cu grad de acoperire supraunitar. Ca urmare, înainte de ieşirea unei perechi de dinți din angrenare, o altă pereche de dinți (adiacenți) intră în contact. Cele două perechi de dinți şi capacele închid şi comprimă (strivesc) un volum de lichid, generând şocuri în angrenaj şi lagăre, zgomote şi scurgeri erozive

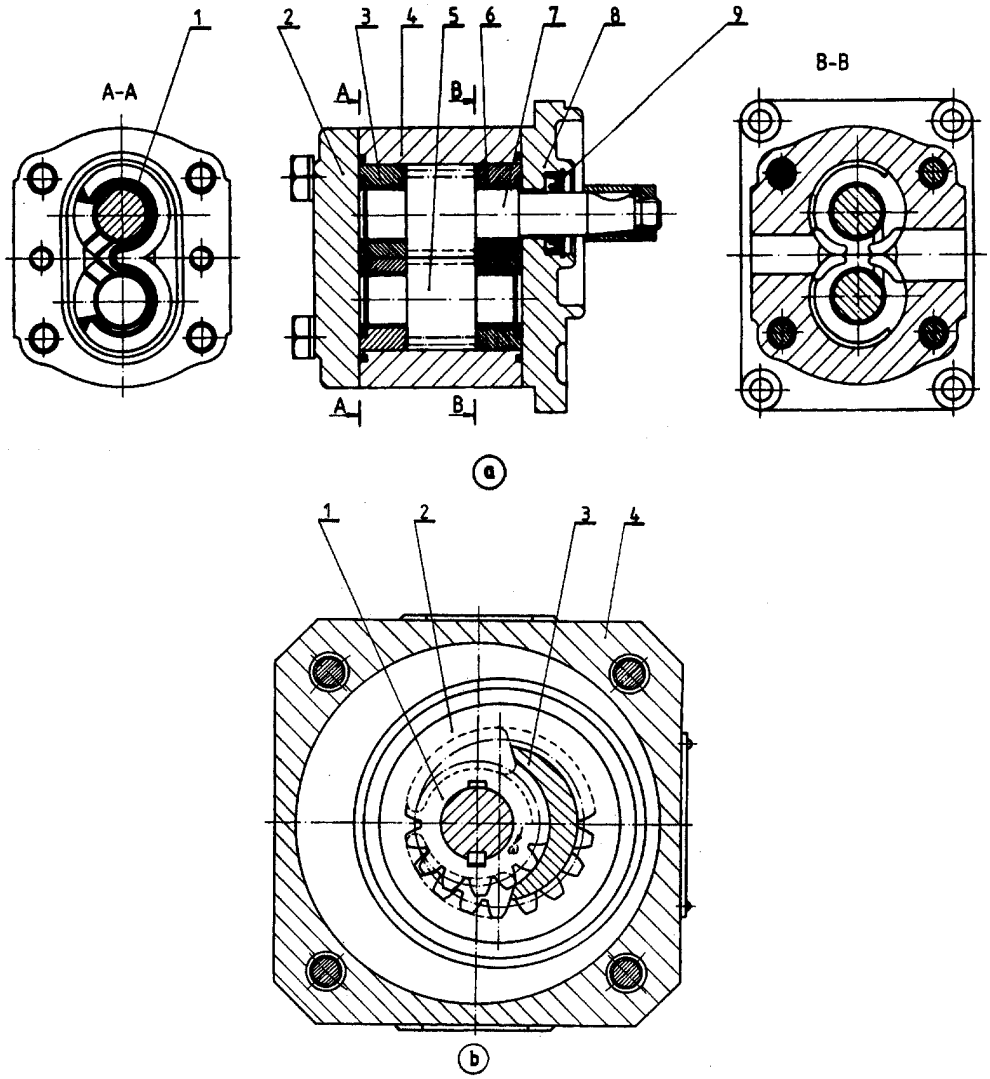


Fig. 6.1. Pompe cu angrenaj exterior sau interior evolventic:
a) pompă cu angrenaj exterior evolventic (BOSCH-Germania): 1 - element de etanşare elastomeric; 2 - capac posterior; 3 - bucşă flotantă; 4 - carcasă; 5 - roată condusă; 6 - cuzinet; 7 - roată conducătoare; 8 - capac anterior; 9 - manşetă de rotaţie; b) pompă cu angrenaj interior evolventic (VICKERS-S.U.A.): 1 - roată dinţată interioară; 2 - roată dinţată exterioară; 3 - element de etanşare semilunar; 4 - carcasă.

de mare viteză. Reducerea efectelor acestui fenomen necesită o serie de măsuri constructive.

În practică se folosesc şi pompe complexe, formate din două sau mai multe pompe simple, dispuse în paralel sau în serie. În primul caz (fig. 6.3) debitele se însumează, obţinându-se şi echilibrarea solicitării radiale a pinionului; în al doilea caz se asigură presiuni mai mari; există şi soluţii mixte, paralel - serie (fig. 6.4).

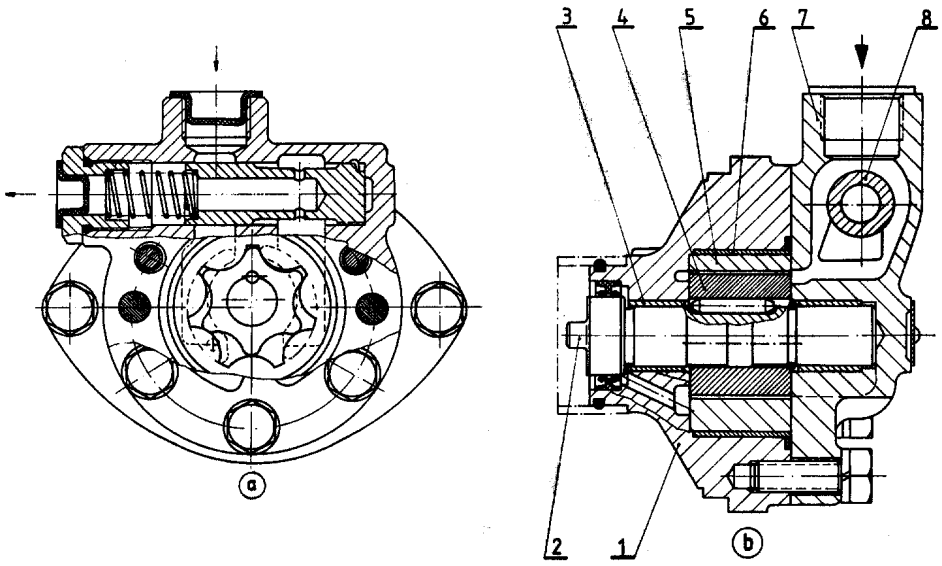


Fig. 6.2. Pompă cu angrenaj interior cicloidal şi regulator de debit (EATON – Uzina Mecanică Plopeni):
a) secţiune cu un plan paralel prin axa regulatorului de debit; b) secţiune cu un plan axial: 1 - carcasă; 2 - arbore; 3 - cuzinet; 4 - roată interioară; 5 - roată exterioară; 6 - cuzinet; 7 - corpul regulatorului de debit; 8 - sertarul regulatorului de debit.

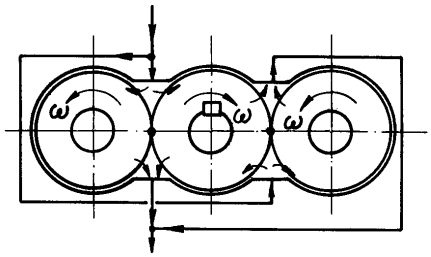


Fig. 6.3. Pompă multiplă cu angrenaje (cu două trepte dispuse în paralel).

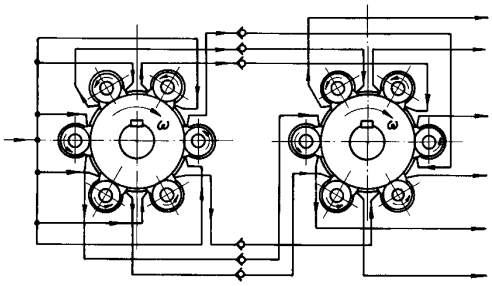


Fig. 6.4. Pompă multiplă cu angrenaje (cu trepte dispuse în serie sau în paralel).

Dacă pinioanele pompelor simple sunt antrenate de un singur arbore (fig. 6.5 şi 6.6) se obţin pompele multiple, ale căror unităţi sunt independente din punct de vedere hidraulic.

Antrenarea pompelor cu roţi dinţate de face de obicei direct, fără a solicita radial sau axial pinionul; dacă antrenarea se face prin curea, angrenaj sau lanţ, sunt necesare lagăre suplimentare (fig. 6.7).

Pompele cu roţi dinţate au capacitatea constantă; ele pot fi prevăzute cu supape de limitare a presiunii (fig. 6.8 şi 6.9) şi cu regulatoare de debit cu trei căi (fig. 6.2 şi 6.10), amplasate în capacul posterior (opus arborelui).

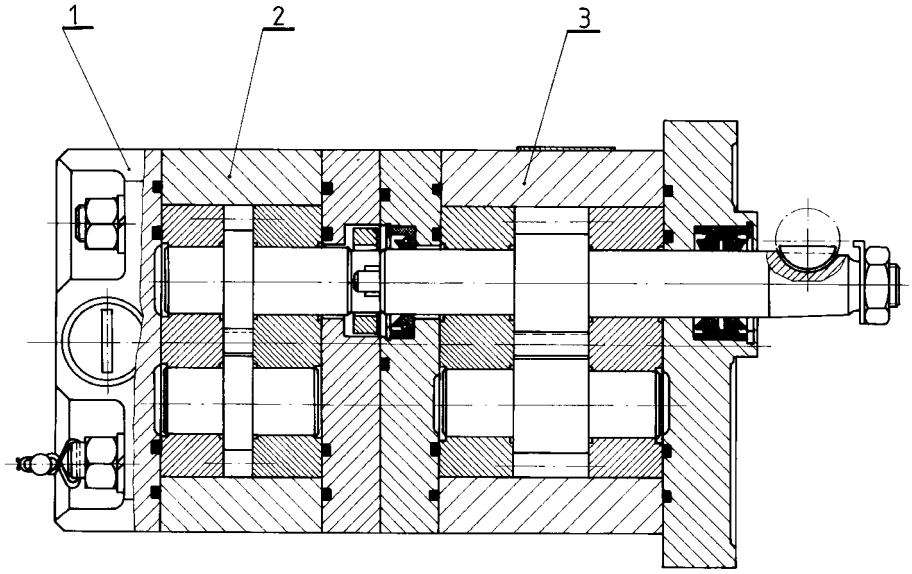


Fig. 6.5. Pompă dublă cu angrenaje exterioare evolventice (U.M.Plopeni):
1- supapă de limitare a presiunii secțiunii nr.2; 2 - secțiunea nr.2; 3 - secțiunea nr.1.

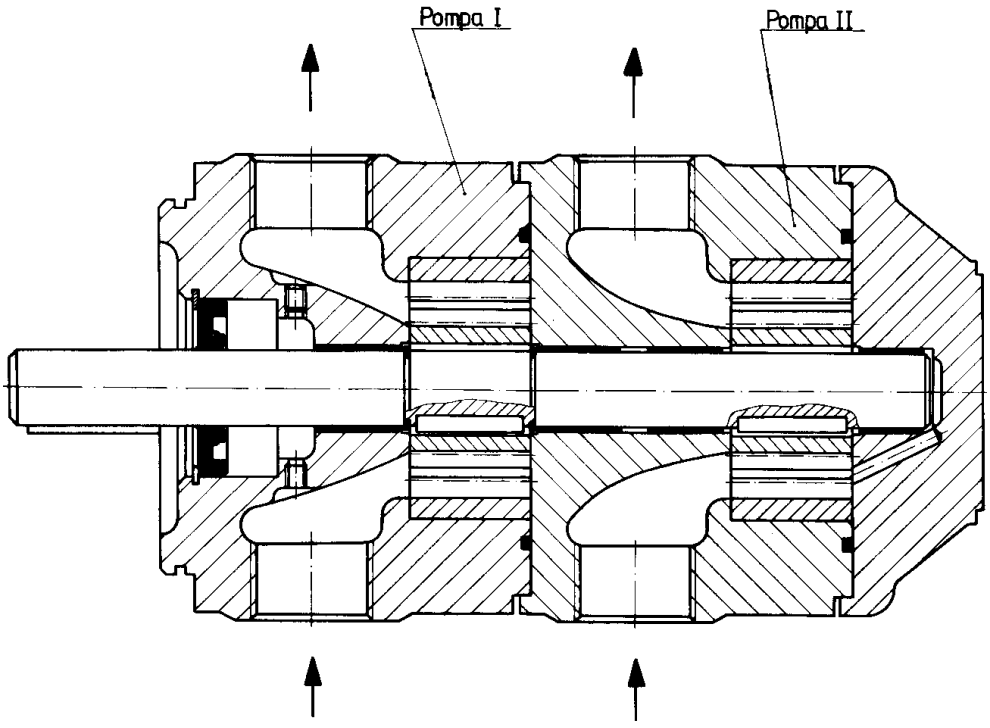


Fig. 6.6. Pompă dublă cu angrenaje interioare evolventice (VICKERS – S.U.A.).

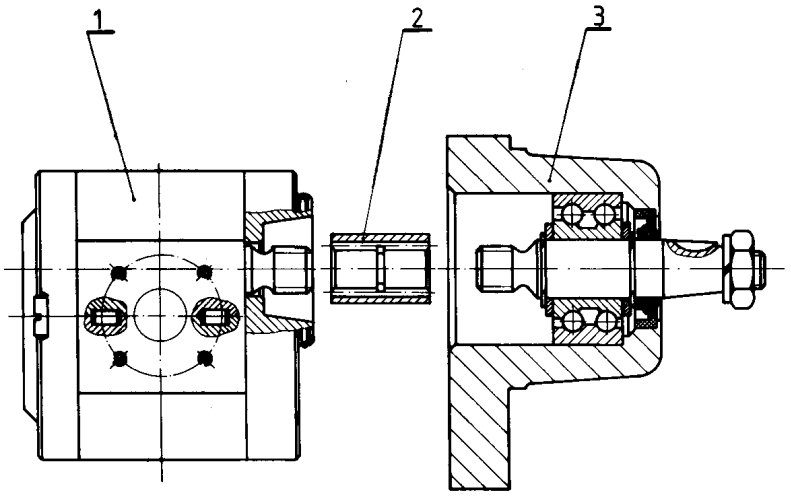


Fig. 6.7. Pompă cu angrenaj interior evolventic cu lagăr suplimentar pentru antrenare prin curea, angrenaj sau lanț (BOSCH-Germania):
1 – pompă; 2 – cuplaj canelat; 3 – lagăr suplimentar cu rulment radial-axial dublu.

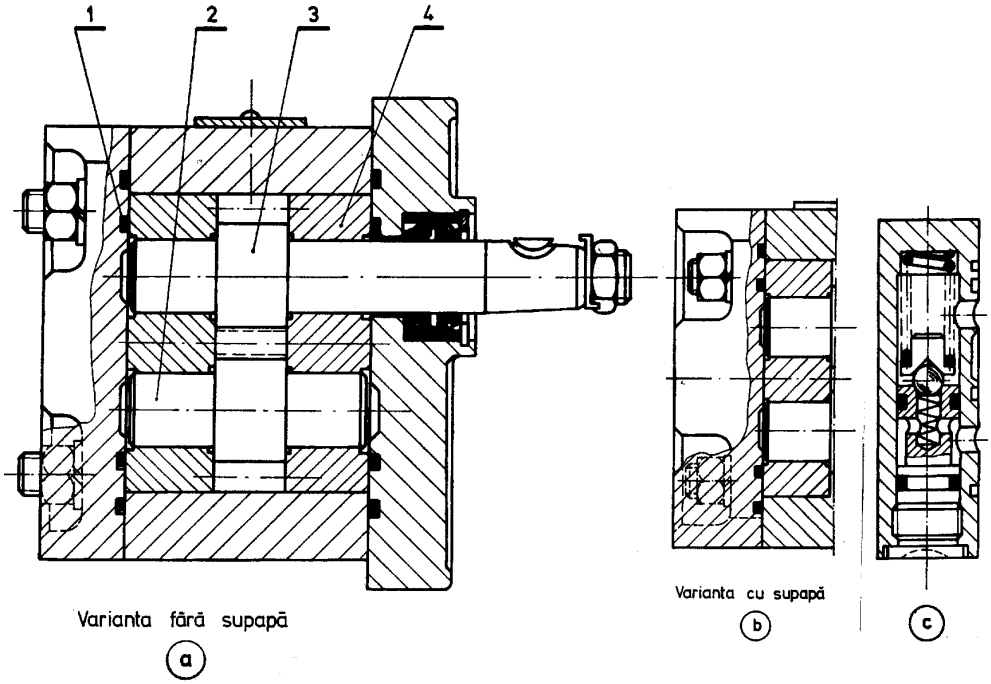


Fig. 6.8. Pompă cu angrenaj exterior evolventic cu şi fără supapă de limitare a presiunii (PS 10.OS - U.M. Plopeni):
a) varianta fără supapă: 1- element de etanşare elastomeric; 2 – roată condusă; 3 – roată conducătoare; 4 – bucşă flotantă; b) variantă cu supapă; c) secțiune prin supapă.

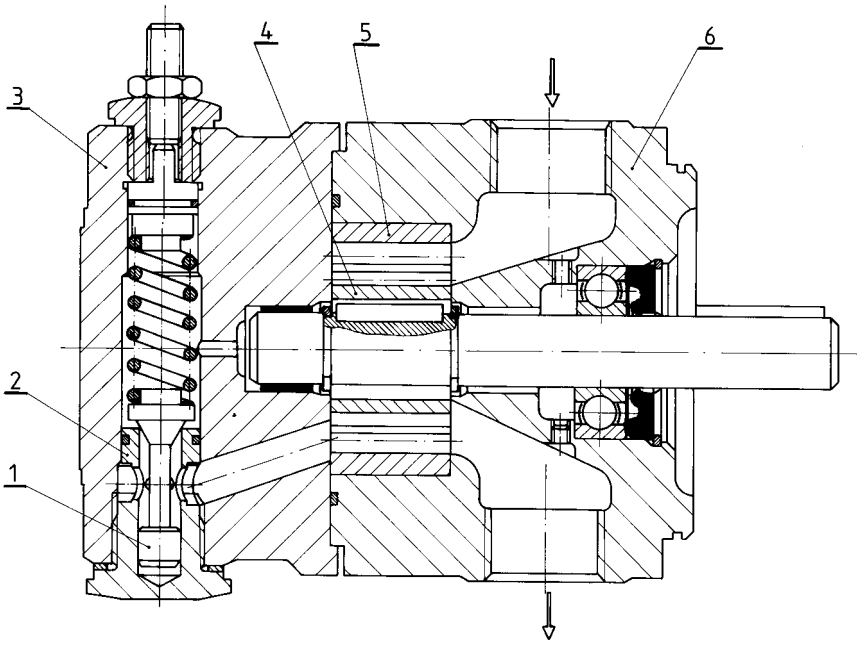


Fig. 6.9. Pompă cu angrenaj interior evolventic cu supapă de limitare a presiunii (VICKERS-S.U.A.):
1 - ventilul supapei; 2 - scaunul supapei; 3 - corpul supapei;
4 - roată dințată interioară; 5 - roată dințată exterioară; 6 - carcasă.

Pompele cu angrenaje cilindrice sunt larg răspândite în transmisiile hidrostatice datorită simplității constructive, gabaritului redus şi costului scăzut; au însă randamente mai mici decât pompele cu pistoane, sunt mai zgomotoase decât acestea şi au o neuniformitate mare a debitului. În figura 6.11 se prezintă curbe tipice de variație a randamentului volumic şi a celui total în funcție de presiune, iar în figura 6.12 se indică variația zgomotului produs de o familie de pompe cu angrenare interioară în funcție de presiune.

Din punct de vedere tehnologic, pompele cu angrenaj exterior evolventic sunt cele mai simple. Datorită gradului mare de acoperire, dantura înclinată micşorează zgomotul şi uzura, dar introduce eforturi axiale în lagăre şi are un randament volumic redus, fiind rar utilizată. Dantura în V este întrebuințată numai la pompele de debit mare care vehiculează lichide foarte vâscoase, deoarece dinții înclinați permit o legătură permanentă între racorduri.

Pompele cu angrenaj interior necesită o tehnologie complexă dar sunt mai compacte decât celelelate şi au un debit mai uniform. La presiuni mai mici de 100 bar dantura cicloidală este mai răspândită decât cea evolventică.

Cu unele modificări în construcția lagărelor, pompele cu angrenaje cilindrice pot fi utilizate ca motoare.

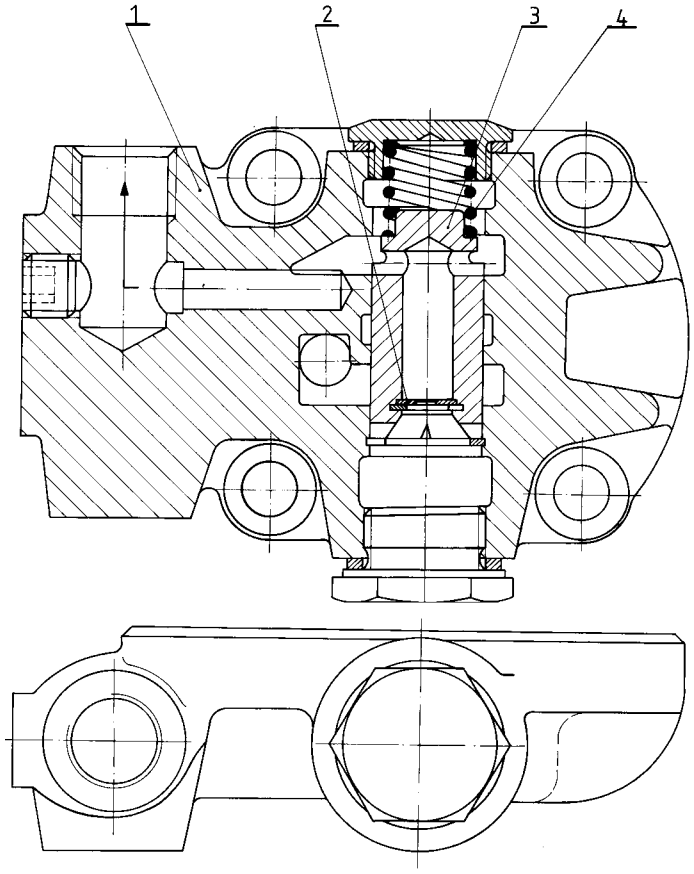


Fig. 6.10. Regulator de debit pentru o pompă cu angrenaj exterior (BOSCH-Germania): 1 - carcasă; 2 - orificiu calibrat; 3 - sertar; 4 - resort.

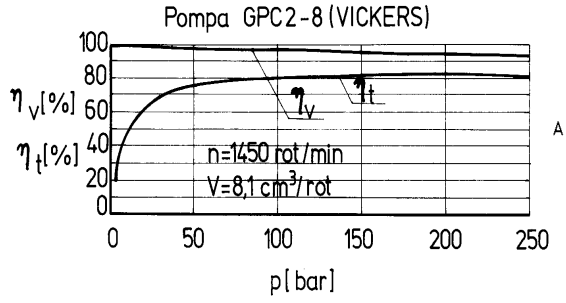


Fig. 6.11. Variația randamentului volumic şi a randamentului total în funcție de presiune, la turație constantă, pentru o pompă cu angrenaj exterior.

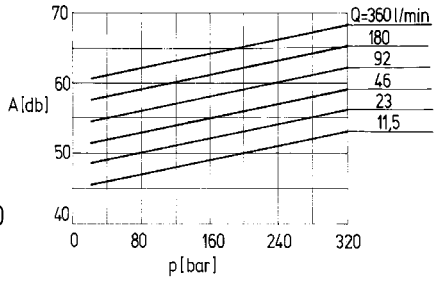


Fig. 6.12. Variația zgomotului produs de pompele cu angrenaj interior dintr-o tiposerie, în funcție de presiune.

6.2. CALCULUL CAPACITĂȚII, DEBITULUI ŞI MOMENTULUI POMPELOR CU ANGRENAJ CILINDRIC EXTERIOR EVOLVENTIC

Se consideră un angrenaj format din roți identice (cazul uzual). Un dinte al pinionului începe să evacueze lichidul dintre doi dinți ai roții înainte de intrarea în angrenare şi anume când vârful său, V_1 pătrunde în cercul exterior al roții (fig. 6.13); similar, un dinte V_2 al roții dezlocuieşte lichidul dintre doi dinți ai pinionului după ce pătrunde în cercul exterior al acestuia.

Intrarea dinților în contact se produce în punctul S_2 determinat de intersecția liniei de angrenare K_1K_2 cu cercul exterior al roții. Din acest moment, dinții aflați în angrenare evacuează lichidul aflat între ei prin contact după un segment de dreaptă. În plan normal la axele roților, punctul de contact A se deplasează pe dreapta de angrenare spre punctul S_1 aflat la intersecția acesteia cu cercul exterior al pinionului. Când punctul de contact ajunge în punctul B (fig. 6.14) situat la distanța p_b (pasul pe cercul de bază) de punctul S_2, în angrenare intră încă o pereche de dinți care împreună cu prima închide o cantitate de lichid; volumul acestuia scade până când punctele de angrenare ajung simetrice față de axa centrelor, O_1O_2. Dacă spațiul de volum descrescător nu este conectat la racordul de refulare (sau la cel de aspirație), lichidul din el este strivit, mărind momentul activ al pinionului şi momentul pasiv al roții; rezultă astfel o solicitare suplimentară pulsatorie a organelor pompei, zgomote şi vibrații, ce pot fi parțial evitate dacă lichidul strivit este evacuat în zona de refulare printr-o degajare practicată într-unul din capacele carcasei. După ce primul punct de angrenare depăşeşte punctul D, situat la distanța $p_b/2$ de polul angrenării P, volumul spațiului dintre dinți creşte şi lichidul este depresurizat brusc; dacă acest spațiu este izolat de zona de aspirație, gradul de umplere al golurilor se diminuează şi pompa cavitează, producând zgomote puternice. Şi acest fenomen poate fi evitat parțial cu ajutorul unei degajări amplasate în aceeaşi poziție față de axa centrelor ca şi cea necesară asigurării continuității refulării (fig. 6.13).

La pompele de presiune mică şi medie, cele două degajări se execută de obicei cu o freză-deget, având forma din figura 6.13. Dacă dantura este corijată, distanța dintre degajări se calculează cu relația:

$$d = p_b \cdot \cos\alpha' = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha \cdot \cos\alpha' \tag{6.1}$$

în care α este unghiul cremalierei de referință; α'– unghiul de angrenare; m – modulul danturii. Ținând seama de egalitatea

$$\cos\alpha' = \frac{A}{A'}\cos\alpha = \frac{z + \cos\alpha}{z + 2\xi} \tag{6.2}$$

în care A este distanța normală dintre axele roților, A′ – distanța dintre axele roților deplasate, ξ - coeficientul de corijare şi z – numărul de dinți ai roților, relația (6.1) devine:

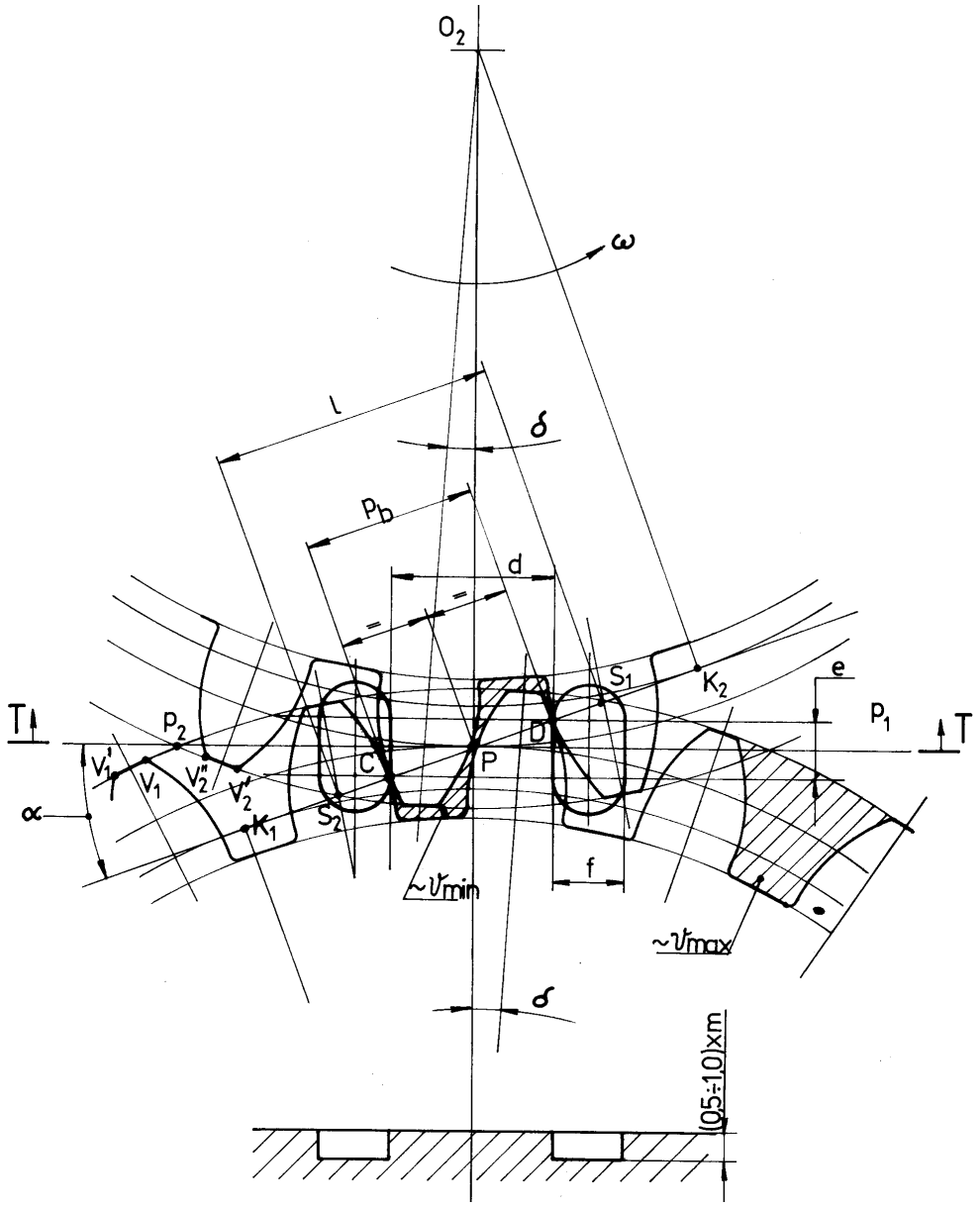


Fig. 6.13. Elemente geometrice ale angrenajului exterior evolventic (intrarea dinților în contact).

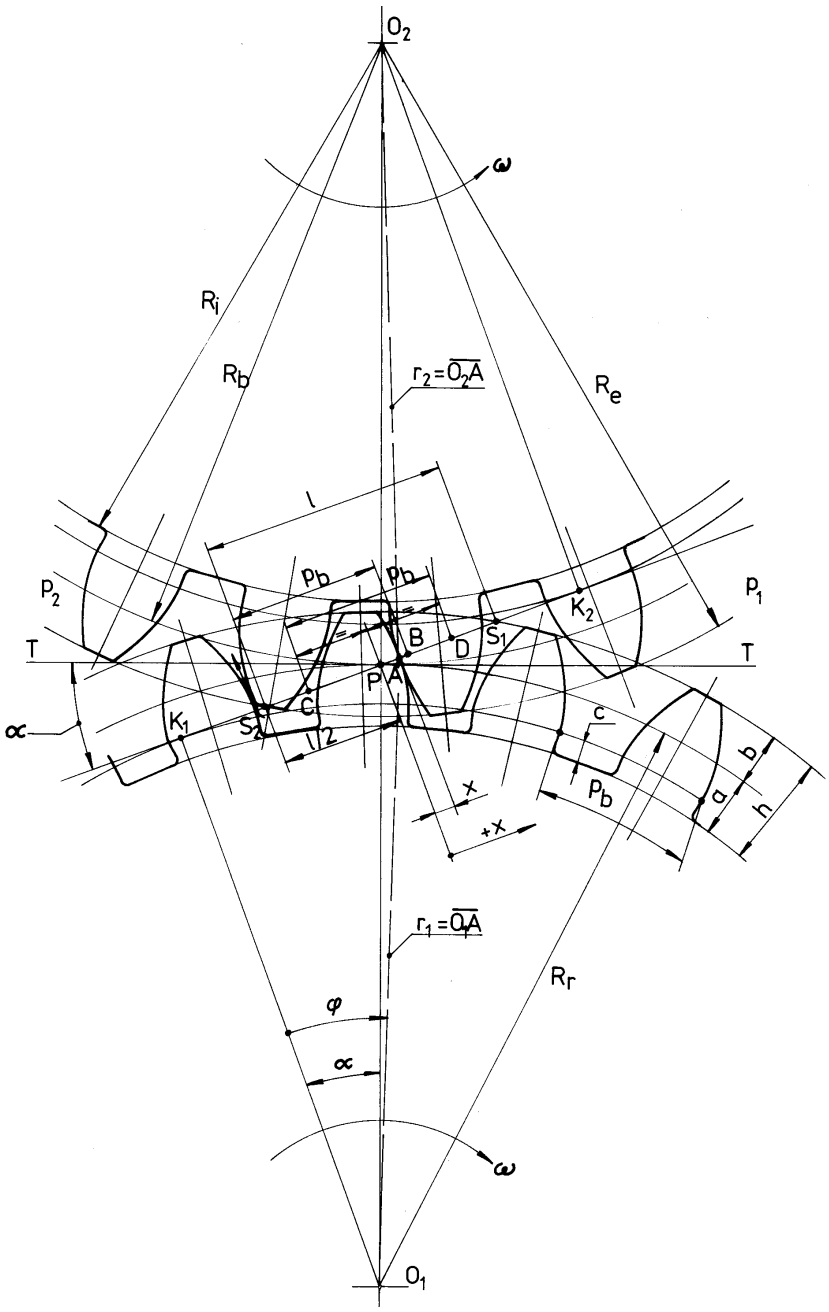


Fig. 6.14. Elemente geometrice ale angrenajului exterior evolventic (punct de contact situat pe linia centrelor).

$$d = \pi \cdot m \cdot y \frac{\cos^2 \alpha}{z + 2\xi} \tag{6.3}$$

Distanța dintre centrele semicercurilor de capăt ale degajărilor se calculează cu relația:

$$e = p_b \cdot \sin \alpha' = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \frac{z^2}{(z + 2\xi)^2} \cos^2 \alpha} \tag{6.4}$$

Lățimea f a degajărilor se ia de obicei egală cu 1,2 m iar adâncimea lor este cuprinsă între m/2 şi m. În locul acestor frezări se pot utiliza lamaje circulare. La pompele de presiune mare, ale căror lagăre sunt realizate sub formă de bucşe flotante matrițate sau turnate sub presiune, degajările sunt profilate, asigurând un randament volumic superior. În figura 6.15 se prezintă bucşele duble ale pompei PD - 10, produsă de U.M.Plopeni, iar în figura 6.16 – bucşele simple ale pompelor cu angrenaj exterior produse de firma BOSCH (Germania).

Calculul debitului teoretic mediu al unei pompe cu angrenaj cilindric exterior necesită determinarea volumului V_{max} al spațiului dintre doi dinți, cilindrul exterior al roților şi capacele carcasei şi volumul minim al spațiului cuprins între două perechi de dinți adiacenți şi capace, V_{min}. Volumul refulat de pompă la o rotație a arborelui este

$$V = z(2V_{max} - V_{min}) \tag{6.5}$$

Calculul precis al celor două volume presupune cunoaşterea profilului danturii şi studiul angrenării. În vederea obținerii unei relații analitice se poate neglija într-o primă aproximație volumul V_{min}, admițând în acelaşi timp (în compensație) că volumul V_{max} este egal cu volumul dintelui:

$$V \cong 2b \frac{\pi}{2} \cdot (R_e^2 - R_i^2) \tag{6.5'}$$

în care R_e reprezintă raza exterioară, R_i – raza interioară, iar b – lățimea roților. Se admite că $R_e \cong m + mz/2$ şi $R_i \cong mz/2 - m$, deci

$$V \cong \pi \cdot b \left[\left(\frac{m \cdot z}{2} + m \right)^2 - \left(\frac{m \cdot z}{2} + m \right)^2 \right] = 2\pi \cdot b \cdot m^2 \cdot z \tag{6.5''}$$

Se notează cu $\beta = b/m$ lățimea relativă a roților, rezultând

$$V \cong 2\pi \cdot \beta \cdot z \cdot m^3 \cong 2\pi \cdot \beta \cdot A \cdot m^2 \tag{6.6}$$

Această relație evidențiază interesul pentru dantura cu modul mare, deoarece la o distanță între axe dată, capacitatea pompei este proporțională cu pătratul modulului.

Fig. 6.15. Bucşă flotantă dublă pentru pompa PD - 10 (U.M. Plopeni).

Fig. 6.16. Bucşă flotantă dublă pentru pompa HY/ZFS11/16 (BOSCH-Germania).

Pentru a ilustra utilitatea relației (6.6) se calculează capacitatea pompei 33.58.076 (fig.6.17) produsă de Uzina Mecanică Plopeni. Dantura acestei pompe este necorijată (ξ= 0), b = 53 mm, m = 5 mm, α = 20^o iar z = 15. Din relația (6.6) rezultă V = 124,87 cm^3/rot; capacitatea reală, indicată de producător, este de 125 cm^3/rot.

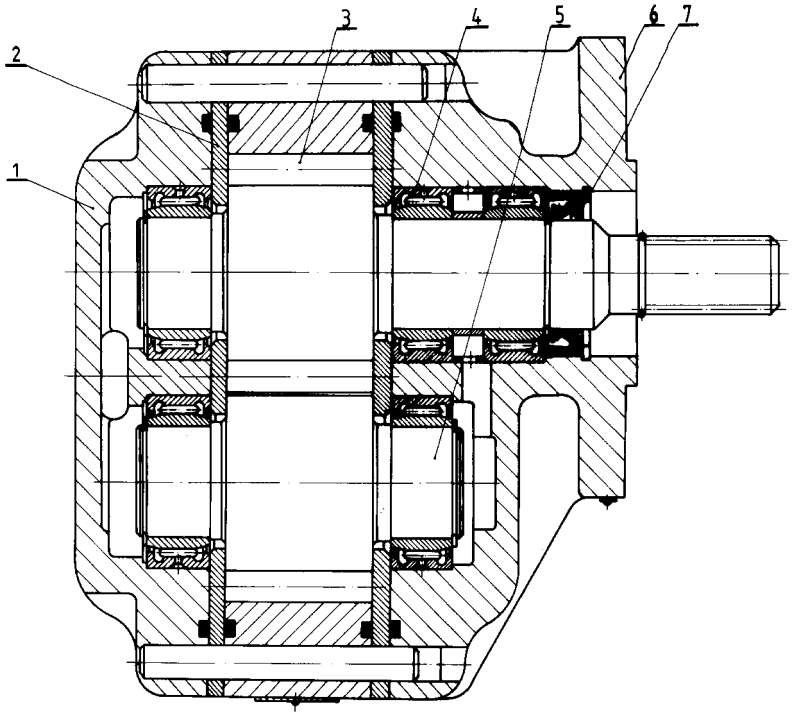


Fig. 6.17. Pompa de medie presiune cu angrenaj exterior 33.58.076 (U.M.Plopeni):
1 - capac posterior; 2 - placă de distribuție; 3 - roată dințată conducătoare; 4 - rulment cu ace; 5 - roată dințată condusă; 6 - capac anterior; 7 - manşetă de rotație.

Debitul teoretic poate fi determinat printr-o metodă energetică, admițând că lucrul mecanic necesar rotirii pinionului cu un unghi dφ în intervalul de timp dt se transformă integral într-o creştere a energiei de presiune a lichidului:

$$\Delta p \cdot dV = M_t \cdot d\varphi \tag{6.7}$$

unde M reprezintă momentul mediu pe intervalul dφ; Δp – suprapresiunea creată de pompă; dV – volumul de lichid refulat în intervalul dt = dφ/ω.

Ultima relație indică proporționalitatea debitului teoretic cu momentul teoretic:

$$Q_t = \frac{dV}{dt} = \frac{\omega}{\Delta p} M_t \tag{6.8}$$

Determinarea expresiei momentului teoretic se poate face analizând solicitarea dinților (fig. 6.18). Dacă pompa este prevăzută cu degajări pentru conectarea alternativă a spațiului dintre dinții aflați în angrenare cu racordurile, prima pereche intrată în angrenare este întotdeauna supusă diferenței de presiune Δp, momentele corespunzătoare forțelor elementare de presiune fiind active (orientate în sensul rotației). Se numerotează golurile dintre dinți de la 1 la z; în primul gol lichidul se află la presiunea de refulare iar în ultimul – la presiunea de aspirație. Dintele activ al pinionului, situat între golurile 1 şi z (fig. 6.18,a) este supus momentului

$$M_{1,z}^{p} = \Delta p_{1,z} \cdot b \cdot h_{1,z}^{p} \cdot r_{1,z}^{p} \cong \frac{b \cdot \Delta p\left(r_1 - R_i\right)\left(R_i + r_1\right)}{2} = \frac{b \cdot \Delta p\left(r_1^2 - R_i^2\right)}{2}$$

în care $h_{1,z}^{p}$, reprezintă proiecția porțiunii neechilibrate a flancului dintelui pe planul de simetrie al acestuia; $r_{1,z}^{p}$ - raza medie a proiecției; $r_1 = \overline{O_1 A}$ - raza punctului de angrenare față de O_1. Al doilea dinte al pinionului aflat la un moment dat în angrenare este echilibrat din punct de vedere al momentului forțelor de presiune, deşi este neechilibrat mecanic.

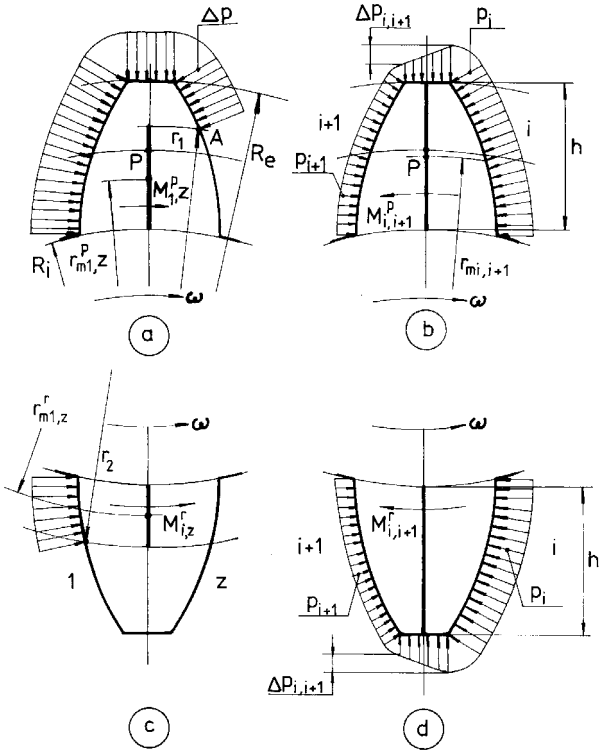


Fig. 6.18. Solicitarea dinților roților pompelor:
a) dinte de pinion aflat în angrenare; b) dinte de pinion aflat în zona de etanşare a carcasei; c) dinte de roată aflat în angrenare; d) dinte de roată aflat în zona de etanşare.

Un dinte al pinionului, aflat în zona de etanşare a carcasei, între golurile i şi i+1 (fig. 6.18,b), este supus unei diferenţe de presiune $\Delta p_{i,i+1} < \Delta p$ ce crează un moment pasiv (rezistent)

$$M^p_{i,i+1} = \Delta p^p_{i,i+1} \cdot b \cdot h^p_{i,i+1} \cdot r^p_{i,i+1} \cong \frac{b\Delta p^p_{i,i+1}\left(R_e - R_i\right)\left(R_e + R_i\right)}{2} = \frac{b\left(R_e^2 - R_i^2\right)\Delta p^p_{i,i+1}}{2}$$

Ceilalţi dinţi ai pinionului, aflaţi în afara zonei de etanşare (în zona de refulare sau în cea de aspiraţie) sunt echilibraţi tangenţial. Momentul forţelor de presiune pe dinţii pinionului este:

$$M^p = M^p_{l,z} + \sum_m^n M^p_{i,i+1} = -\frac{b \cdot \Delta p}{2}\left(r_l^2 - R_i^2\right) + \frac{b}{2}\left(R_e^2 - R_i^2\right)\sum_m^n \Delta p^p_{i,i+1}$$

m şi n fiind numerele de ordine ale dinţilor care încadrează zona de etanşare. Dar

$$\sum_m^n \Delta p^p_{i,i+1} = \Delta p$$

deci

$$M^p = \frac{b \cdot \Delta p}{2}\left(R_e^2 - r_1^2\right) \tag{6.9}$$

În mod similar se calculează momentul forţelor de presiune ce solicită primul dinte al roţii aflat în angrenare (fig. 6.18,c),

$$M^r_{i,z} = -\Delta p^r_{i,z} \cdot b \cdot h^r_{i,z} \cdot r^r_{i,z} \cong b \cdot \Delta p \cdot \frac{\left(r_2 - R_i\right)\left(r_2 + R_i\right)}{2} = b \cdot \Delta p \cdot \frac{\left(R_e^2 - R_i^2\right)}{2}$$

şi momentul corespunzător unui dinte al roţii situat în zona de etanşare delimitată de golurile k şi l (fig. 6.18,d):

$$M^r_{i,i+1} = -\Delta p^r_{i,i+1} \cdot b \cdot h^r_{i,i+1} \cdot r^r_{i,i+1} \cong \Delta p^r_{i,i+1} \cdot b \cdot \frac{\left(R_e - R_i\right)\left(R_e + R_i\right)}{2} =$$

$$= b\frac{\left(R_e^2 - R_i^2\right) \cdot \Delta p^r_{i,i+1}}{2}$$

S-a notat cu $r_2 = O_2A$ raza punctului de angrenare faţă de O_2. Momentul rezultant al forţelor de presiune pe roată este

$$M^r = M^r_{l,z} + \sum_k^l M^r_{i,i+1} = -\frac{b}{2}\left(r_2^2 - R_i^2\right)\Delta p + \frac{b}{2}\left(R_e^2 - R_i^2\right)\sum_k^l \Delta p^r_{i,i+1}$$

sau

$$M^r = \frac{b \cdot \Delta p}{2}\left(R_e^2 - r_2^2\right) \tag{6.10}$$

deoarece

$$\sum_{k}^{l} \Delta p_{i,i+1}^{r} = \Delta p$$

Acest moment este preluat de pinion prin dinții ce angrenează.

Momentul teoretic al pompei depinde de poziția punctului de contact pe dreapta de angrenare:

$$M_t = M^p + M^r = b \cdot \Delta p \cdot \frac{2R_e^2 - r_1^2 - r_2^2}{2} \tag{6.11}$$

Paranteza poate fi exprimată în funcție de distanța dintre punctul de angrenare şi polul angrenării, $x = \overline{PA}$. Din triunghiul AO_2P (fig. 6.19) se calculează $r_2^2 = R_r^2 + x^2 - 2xR_r \cos(\pi/2 - \alpha)$, iar din triunghiul APO_1 se obține $r_1^2 = R_r^2 + x^2 - 2xR_r \cos(\pi/2 + \alpha)$, R_r fiind raza cercurilor de rulare.

Fig. 6.19. Schiță pentru calculul momentului teoretic în funcție de distanța dintre punctul de angrenare şi polul angrenării.

Fig. 6.20. Schiță pentru calculul distanței dintre punctul de angrenare şi polul angrenării.

Relația (6.11) devine

$$M_t = b \cdot \Delta p \cdot \left(R_e^2 - R_r^2 - x^2\right) \tag{6.12}$$

Expresia debitului teoretic (6.8) capătă forma

$$Q_t(x) = \omega \cdot b \cdot \left(R_e^2 - R_r^2 - x^2\right) \tag{6.13}$$

Figura 6.20 permite exprimarea distanței x în funcție de unghiul φ de rotație al pinionului în raport cu perpendiculara din O_1 pe linia de angrenare, $\overline{O_1K}$:

$$x = \overline{PA} = \overline{K_1A} - \overline{K_1P}$$

Curba A_0A este evolventă, deci $K_1A = K_1A_0 = R_b\varphi$, R_b fiind raza bazei; în triunghiul O_1PK_1, $K_1P = l/2 = R_b \cdot tg\alpha$, unde l este lungimea liniei de angrenare. Rezultă relația liniară

$$x = R_b(\varphi - tg\varphi) \tag{6.14}$$

Se constată că debitul teoretic variază parabolic în funcție de unghiul de rotație al pinionului:

$$Q_t(\varphi) = \omega \cdot b \cdot \left[R_e^2 - R_r^2 - R_b^2(\varphi - tg\alpha)^2\right] \tag{6.15}$$

Această relație este valabilă pentru $x \in [-p_b/2,\ p_b/2]$. Debitul maxim se realizează la x = 0 (fig. 6.21,a):

$$Q_{t\max} = Q_t(0) = \omega \cdot b \cdot \left(R_e^2 - R_r^2\right) \tag{6.16}$$

iar debitul minim – la $x = \pm p_b / 2$:

$$Q_{t\min} = Q_t\left(\pm\frac{p_b}{2}\right) = \omega \cdot b \cdot \left(R_e^2 - R_r^2 - \frac{p_b^2}{4}\right) \tag{6.17}$$

Dacă dantura este corijată, $R_e = (m / 2)(z + 2\xi + 2)$, $R_r = (m / 2)(z + 2\xi)$, deci

$$Q_{t\max} = \omega \cdot \beta \cdot m^3(z + 2\xi + 1) \tag{6.18}$$

și

$$Q_{t\min} = \omega\beta m^3\left(z + 2\xi + 1 - \frac{\pi^2}{4}\cos^2\alpha\right) \tag{6.19}$$

Datorită simetriei debitului teoretic față de axa OQ_t, debitul teoretic mediu se calculează cu relația

$$Q_{tm} = \frac{2}{p_b}\int_0^{p_b/2} Q_t(x)dx = b \cdot \omega\left(R_e^2 - R_i^2 - \frac{1}{12}p_b^2\right)$$

sau

$$Q_{tm} = \omega \cdot \beta \cdot m^3\left(z + 2\xi + 1 - \frac{\pi^2}{12}\cos^2\alpha\right) \tag{6.20}$$

Gradul de neuniformitate al debitului teoretic,

$$\delta_Q = \frac{Q_{t\max} - Q_{t\min}}{Q_{tm}} = \frac{1}{\left[\frac{4(z+2\xi+1)}{\pi^2 \cdot \cos^2\alpha}\right] - \frac{1}{3}} \tag{6.21}$$

este invers proporţional cu numărul de dinţi. Coeficientul de corijare are uzual valoarea $\xi = 0{,}5$ iar $\alpha = 20^o$, deci

$$\delta_Q \cong \frac{2{,}17}{z+1{,}27} \tag{6.22}$$

Pentru z = 10 (valoarea uzuală), $\delta_Q \cong 19{,}2$ % (real: 14%); neuniformitatea debitului pompelor cu roţi dinţate este mult mai mare decât cea a pompelor cu pistoane rotative, explicând restricţia de utilizare în sistemele automate hidraulice. Relaţia (6.20) permite calculul capacităţii teoretice:

$$V = \frac{Q_{tm}}{n} = 2\pi \cdot \beta \cdot m^3 \left(z + 2\xi + 1 - \frac{\pi^2}{12} \cdot \cos^2\alpha \right) \tag{6.23}$$

Această relaţie conduce în general la erori pozitive. De exemplu, pentru pompa PD 10 (fig. 6.22) produsă de Uzina Mecanică Plopeni, b = 16,33 mm, m = 3,25 mm, z = 9, $\xi = 0{,}3375$ şi $\alpha = 20^o$. Capacitatea calculată este de 10,78 cm^3/rot, iar cea reală, indicată de producător este – 10 cm^3/rot (eroare: + 7,8%).

Dacă lichidul strivit între dinţi nu este recuperat, ci este evacuat la aspiraţie, relaţia (6.13) este variabilă pentru $x \in [-l/2, p_b - l/2]$, limitele intervalului corespunzând punctelor S_2 şi B ce marchează începutul angrenării unei perechi de dinţi şi intrarea în angrenare a altei perechei de dinţi. Debitul teoretic instantaneu are discontinuităţi (fig. 6.21,b) iar debitul teoretic se micşorează. Volumul de lichid ΔV_s pierdut în fiecare perioadă de refulare se calculează prin compararea graficelor debitelor teoretice din figurile 6.21,a şi b:

$$\Delta V_s = \int_{t_1}^{t_2} Q(t)dt = \int_{-p_b/l/2}^{p_b/2} [Q_t(x) - Q_t(x - p_b)]dt.$$

Aici,

$$Q_t(x) - Q_t(x - p_b) = b \cdot \omega\left(R_e^2 - R_r^2 - x^2\right) - b \cdot \omega\left[R_e^2 - R_r^2 - (x - p_b)^2\right]$$

iar $dt = x/\omega \cdot R_b$, deci

$$\Delta V_s = b \cdot p_b \int_{p_b - l/2}^{p_b/2} (p_b - x)dx = \frac{\pi \cdot b}{2z}(l - p_b)^2$$

Lungimea liniei de angrenare este $l = \pi\, m\, \varepsilon \cos\alpha' = \pi\, m\, \varepsilon \cos\alpha / (y + 2\xi)$; capacitatea pompei se micşorează cu

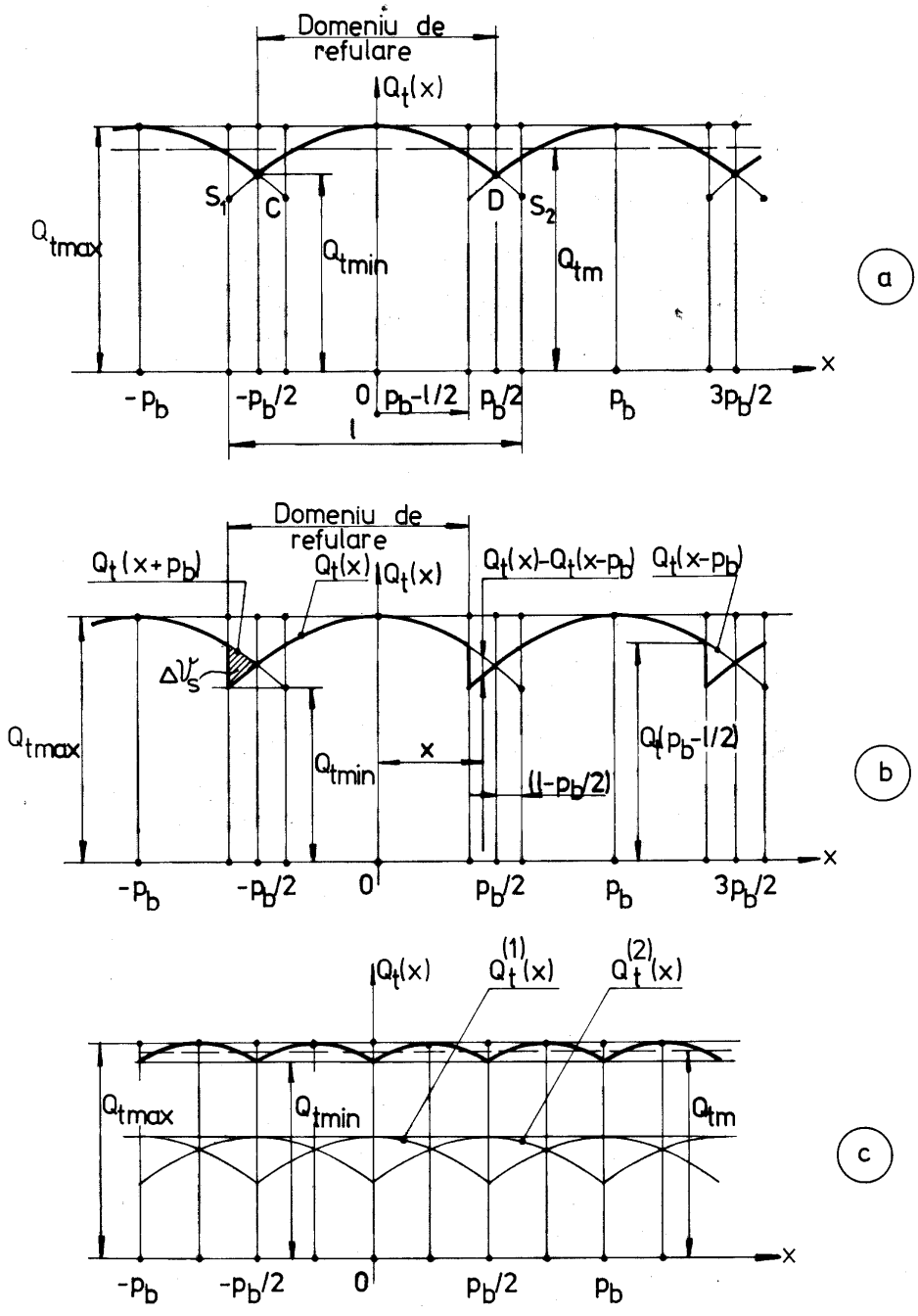


Fig. 6.21. Variația debitului teoretic în funcție de unghiul de rotație al pinionului: a) în cazul recuperării lichidului strivit; b) fără recuperarea lichidului strivit; c) în cazul divizării roților dințate și decalării dinților cu o jumătate de pas unghiular.

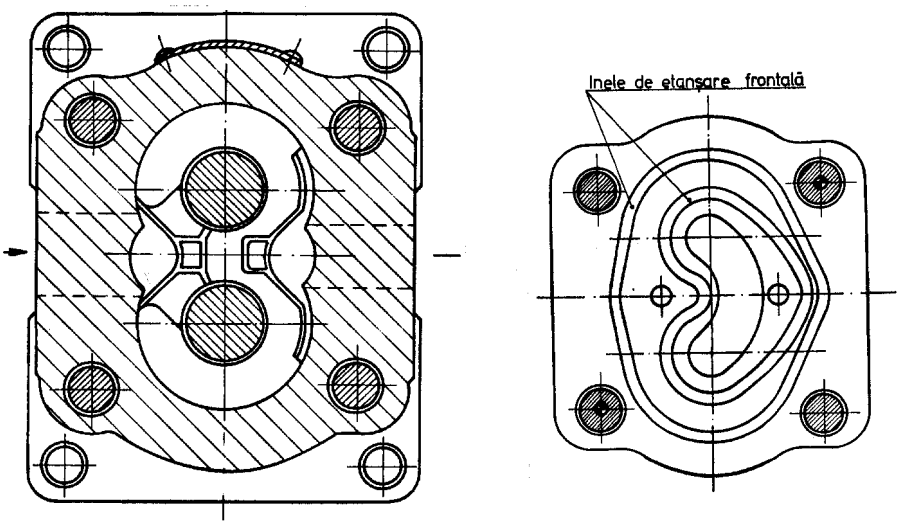


Fig. 6.22. Pompa cu angrenaj exterior PD10 (U.M. Plopeni):
a) secțiune cu un plan paralel tangent la o bucşă flotantă; b) secțiune cu un plan paralel, tangent la capacul posterior.

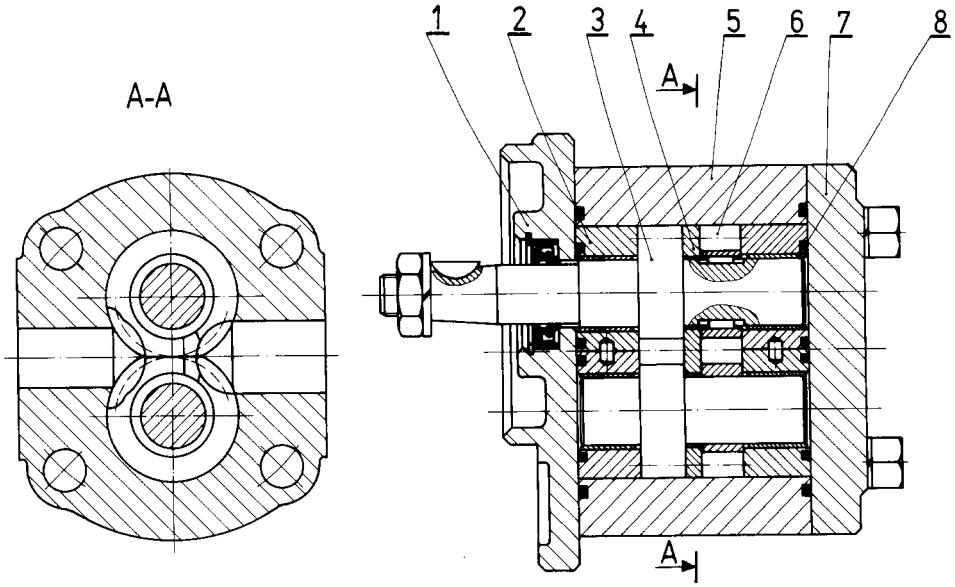


Fig. 6.23. Pompă cu roți dințate divizate şi decalate unghiular cu o jumătate de dinte (BOSCH-Germania):
1 – capac anterior; 2 – bucşă flotantă; 3 – angrenaj I; 4 – diafragmă; 5 – carcasă; 6 – angrenaj II; 7 – capac posterior; 8 – cuzinet din bronz teflonat.

$$\Delta V_s = z \cdot \Delta V_s = \frac{\pi^3 \cdot m^3 \cdot \beta \cdot \cos^2 \alpha}{2} \left(\frac{\varepsilon z}{z + 2\xi} - 1 \right)^2 . \qquad (6.24)$$

De exemplu, pentru pompa PD 10, ε = 1,21 şi ΔV_s = 0,037 cm^3/rot (neglijabil faţă de V).

Neuniformitatea debitului unei pompe cu roți dințate poate fi micşorată foarte mult dacă se împart roțile în două părți egale, amplasate pe aceiaşi arbori, dar decalate unghiular cu o jumătate de pas (fig. 6.23).

Pompa inițială se transformă astfel în două pompe dispuse în paralel dar având debitele defazate cu p_b / 2, (fig. 6.21, c). Prin această operație debitul teoretic devine:

$$Q_t'(x) = Q_t^{(1)}(x) + Q_t^{(2)}(x) = 0{,}5Q_t(x) + 0{,}5Q_t\left(x - \frac{p_b}{2} \right)$$

sau

$$Q_t'(x) = \omega \cdot b \left(R_e^2 - R_r^2 - \frac{p_b^2}{8} - x^2 - \frac{x \cdot p_b}{2} \right).$$

Din condiția :

$$\frac{dQ_t'}{dx} = \omega \cdot b \left(\frac{p_b}{2} - 2x \right) = 0 ,$$

se găseşte abscisa punctului de debit maxim în intervalul [0, p_b / 2]:

$$x\left(Q_{t\max}'\right) = \frac{p_b}{4}$$

deci

$$Q_{t\max}' = \omega \cdot b \left(R_e^2 - R_r^2 - \frac{p_b^2}{16} \right) = \omega \cdot \beta \cdot m^3 \left(z + 2\xi + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{16} \right)$$

Debitul devine minim pentru x = 0 şi x = p_b / 2:

$$Q_{t\min}' = Q_t'(0) = Q_t'\left(\frac{p_b}{2} \right) = \omega b \left(R_e^2 - R_r^2 - \frac{p_b^2}{8} \right) = \omega b \left(z + 2\xi + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{16} \right)$$

(6.25)

Debitul teoretic mediu rămâne acelaşi:

$$Q_{tm}' = Q_{tm} = \omega \cdot \beta \cdot m^3 \left(z + 2\xi + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right)$$

Expresia gradului de neuniformitate a debitului devine

$$\delta'_Q = \frac{Q'_{t\max} - Q'_{t\min}}{Q'_{tm}} = \frac{1}{\frac{16(z+2\xi+1)}{\pi^2 \cos^2 \alpha} - \frac{4}{3}} \tag{6.26}$$

Dacă $\xi = 0{,}5$ şi $\alpha = 20^0$,

$$\delta'_Q = \frac{0{,}543}{z+1{,}27} = \frac{\delta_Q}{4} \tag{6.27}$$

De exemplu, pentru o pompă având z = 10, $\delta'_Q = 4{,}8\%$; în aceleaşi condiţii pompa simplă are $\delta_Q = 19{,}2\%$. Construcţia este mai complicată dar pulsaţia debitului este apropiată de cea a pompelor cu pistoane rotative.

Aplicaţia 6.1. Calculul solicitării lagărelor pompelor cu angrenaj cilindric exterior evolventic

Din punct de vedere constructiv, principalele probleme ridicate de pompele cu angrenaj cilindric exterior sunt: asigurarea portanţei impusă lagărelor şi menţinerea randamentului volumic la o valoare ridicată pe toată durata utilizării.

Lagărele sunt solicitate de componentele radiale ale forţelor elementare de presiune pe rotoare şi de forţele din angrenare (fig. A.6.1-1) corespunzătoare componentelor tangenţiale ale forţelor elementare de presiune pe flancurile dinţilor roţii.

Calculul rezultantelor forţelor radiale, F_p^p şi F_p^r, necesită cunoaşterea repartiţiei presiunii la periferia rotoarelor, ce depinde de valoarea presiunii şi de amplasarea zonei de etanşare în carcasă. Se constată experimental că dacă aceasta este limitată de racorduri, la regimul nominal repartiţia presiunii este parabolică supraliniară, în timp ce la presiuni mici este parabolică subliniară, jocul radial dintre rotoare şi carcasă fiind influenţat de presiunea de refulare, de tipul şi comportarea dinamică a lagărelor etc. Se admite distribuţia

$$\begin{aligned} &p(\psi) = p_2, \quad \psi \in [0, \beta_1] \\ &p(\psi) - p_1 = \Delta p\left[1 - (\psi - \beta_1)^2 / \theta^2\right], \quad \psi \in [\beta_1, 2\pi - \beta_2] \\ &p(\psi) = p_1, \quad \psi \in [2\pi - \beta_2, 2\pi] \end{aligned} \tag{6.1.1}$$

în care $\theta = 2\pi - \beta_1 - \beta_2$; β_1 – unghiul format de linia centrelor cu raza vectoare a punctului de intrare în zona de etanşare; β_2 – unghiul format de linia centrelor cu punctul de ieşire din zona de etanşare (fig. A.6.1-1). Se consideră că presiunea acţionează la periferia rotorului, pe cercul de rază R_e. În sistemele de referinţă ataşate roţilor, componentele forţelor de presiune elementare sunt:

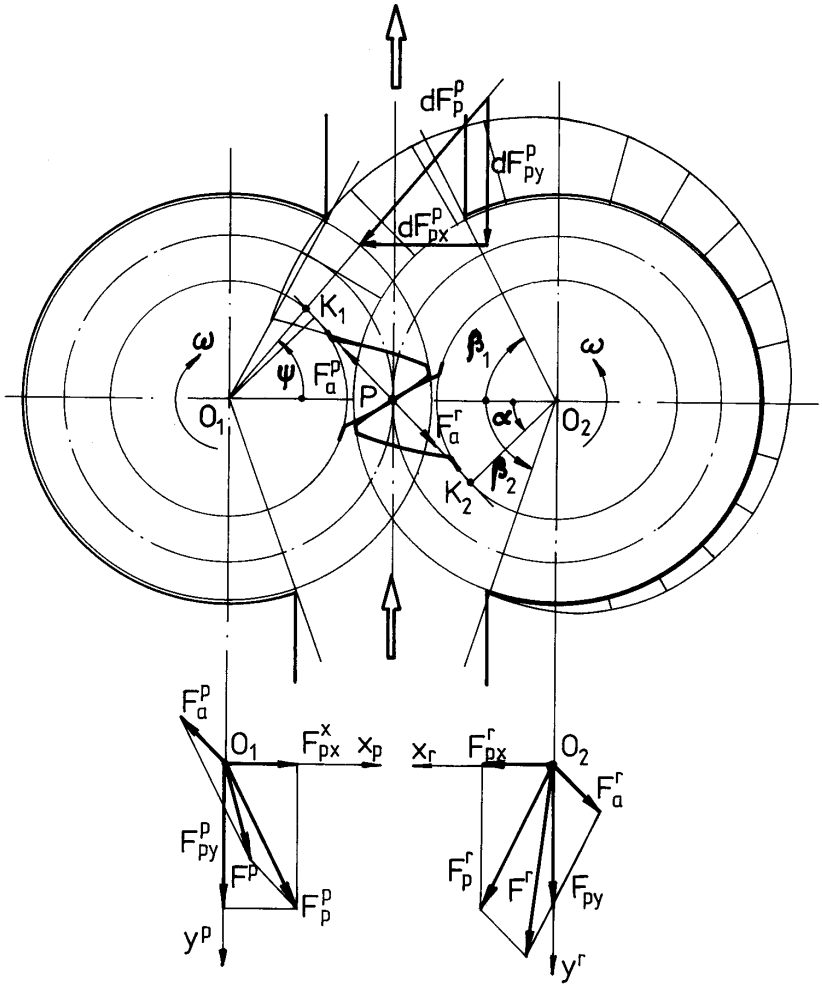


Fig. A.6.1-1. Solicitările lagărelor pompelor cu angrenaj exterior evolventic.

$$dF_{px}^{p} = dF_{px}^{r} \cong -b \cdot R_e \cdot p(\psi) \cdot \cos\psi \cdot d\psi \tag{6.1.2}$$

$$dF_{py}^{p} = dF_{py}^{r} \cong b \cdot R_e \cdot p(\psi) \cdot \sin\psi \cdot d\psi \tag{6.1.3}$$

Expresiile forțelor de presiune se obțin prin integrare:

$$F_{px}^{p} = F_{px}^{r} = -b \cdot R_e \cdot \Delta p \left\{ \int_0^{\beta_1} \cos\psi \, d\psi + \int_{\beta_1}^{2\pi-\beta_2} \left[1 - \frac{(\psi - \beta_1)^2}{\beta^2} \right] \cos\psi \, d\psi \right\},$$

$$F_{py}^{p} = F_{py}^{r} = b \cdot R_e \cdot \Delta p \left\{ \int_0^{\beta_2} \sin\psi \, d\psi + \int_{\beta_1}^{2\pi-\beta_2} \left[1 - \frac{(\psi - \beta_1)^2}{\beta^2} \right] \sin\psi \, d\psi \right\},$$

sau

$$F_{px}^{p} = F_{px}^{r} = -2b \cdot R_e \frac{\Delta p}{\theta} \left[\cos\beta_2 + \frac{1}{\theta}(\sin\beta_1 + \sin\beta_2) \right], \quad (6.1.4)$$

$$F_{py}^{p} = F_{py}^{r} = b \cdot R_e \cdot \Delta p \left[\frac{2}{\theta}\sin\beta_2 + \frac{2}{\theta^2}(\sin\beta_1 + \sin\beta_2) + 1 \right]. \quad (6.1.5)$$

Forța medie de angrenare acționează după dreapta de angrenare şi poate fi calculată cu relația:

$$F_a = \frac{1}{2} M_{t\max} \frac{1}{R_b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{b \cdot \Delta p}{R_b} \left(R_e^2 - R_r^2 \right) \quad (6.1.6)$$

în care $R_b = (m \cdot z \cdot \cos\alpha) / 2$. Ținând seama că $R_e^2 - R_r^2 = m^2(z + 2\xi + 1)$, relația anterioară devine:

$$F_a = \frac{\beta \cdot m^2 \cdot \Delta p}{z \cdot \cos\alpha}(z + 2\xi + 1) \quad (6.1.7)$$

Componentele acestei forțe sunt:

$$F_{ax}^{p} = -F_a \cdot \sin\alpha' = -F_{ax}^{r} \quad (6.1.8)$$

$$F_{ay}^{p} = -F_a \cdot \cos\alpha' = -F_{ay}^{r} \quad (6.1.9)$$

Lagărele sunt solicitate de forțele:

$$F^p = \sqrt{\left(F_{px}^{p} + F_{ax}^{p}\right)^2 + \left(F_{py}^{p} + F_{ay}^{p}\right)^2} \quad (6.1.10)$$

$$F^r = \sqrt{\left(F_{px}^{r} + F_{ax}^{r}\right)^2 + \left(F_{py}^{r} + F_{ay}^{r}\right)^2} \quad (6.1.11)$$

Se constată că lagărul pinionului este mai puțin solicitat decât cel al roții. În calcule aproximative se poate admite că

$$F^p \cong F^r \cong (0{,}85 \div 0{,}90) \cdot p \cdot b \cdot R_e \, . \quad (6.1.12)$$

La pompele de înaltă presiune este obligatorie micşorarea forțelor care solicită lagărele, în paralel cu utilizarea unor materiale antifricțiune speciale. De exemplu, cuzineții pompelor produse de firma BOSCH (Germania) au următoarea structură: baza este executată din oțel carbon; după cuprare electrolitică se depune,

printr-un procedeu de metalizare, un strat de bronz cu teflon şi în final – un strat subțire de teflon (0,05 mm).

O soluție de descărcare a lagărelor este prezentată în figura A.6.1-2; prin mărirea presiunii în zona de aspirație a porțiunii de etanşare şi drenarea zonei de refulare a acesteia se micşorează sarcinile pe rotoare dar scade randamentul volumic. Mai simplă este soluția din figura 6.16: bucşele portcuzinet sunt prevăzute spre angrenaj cu teşituri periferice extinse pe circa 130^0, ce asigură transmiterea presiunii de refulare la periferia roților; zonele de etanşare cuprind numai doi paşi unghiulari ai danturii, permițând compensarea parțială a forțelor de presiune pe roți; în plus, bucşele sunt lipite una de cealaltă şi de carcasă; se evită astfel pierderi volumice suplimentare pe la periferia bucşelor.

Scurgerile prin jocurile frontale afectează în mare măsură randamentul volumic. Bucşele flotante, simple sau duble (fig. 6.15 şi 6.16), permit compensarea automată a uzurii frontale cu ajutorul unor forțe de presiune aplicate pe fețele exterioare. Elementul de etanşare (fig. 6.16 şi 6.22) limitează aria de acțiune a presiunii de refulare la valoarea necesară asigurării unui joc optim între bucşe şi roți.

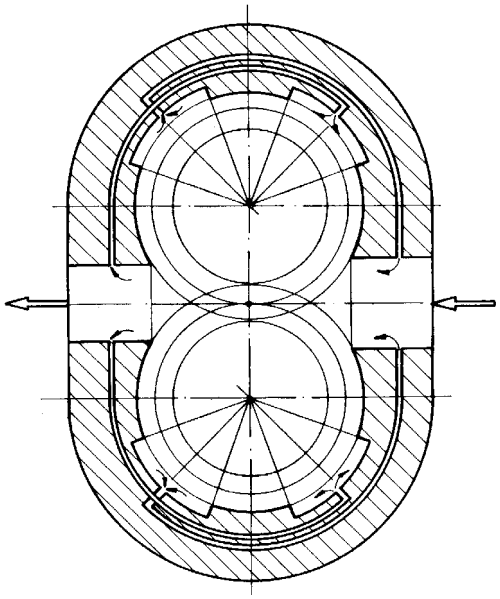


Fig. A.6.1-2. Descărcarea lagărelor pompelor cu angrenaj exterior evolventic prin mărirea presiunii în zona de aspirație şi reducerea acesteia în zona de refulare.

7

MOTOARE HIDRAULICE VOLUMICE ROTATIVE

7.1. CRITERII DE ANALIZĂ A CALITĂȚII MOTOARELOR HIDRAULICE VOLUMICE ROTATIVE

În principiu, motoarele hidraulice volumice rotative pot realiza transformarea energiei de presiune a lichidului furnizat de o pompă prin camerele de volum variabil constituite din elementele unui mecanism oarecare. Totuşi, în practică se utilizează pe scară largă un număr restrâns de mecanisme (cu pistoane, angrenaje, palete şi pistoane rotative) în domenii specifice de momente şi turaţii.

Calităţile motoarelor volumice pot fi analizate pe baza comportării lor în regim staţionar şi în regim tranzitoriu.

Pentru regimul staţionar se pot defini următoarele caracteristici hidraulice, mecanice şi mixte (fig. 7.1): variaţia debitului în funcţie de turaţie, la presiune constantă (a); variaţia debitului în funcţie de presiune, la turaţie constantă (b); variaţia momentului în funcţie de turaţie, la presiune constantă (c); variaţia momentului în funcţie de presiune, la turaţie constantă (d); variaţia puterii în funcţie de turaţie, la presiune constantă (e); variaţia puterii în funcţie de presiune, la turaţie constantă (f). De asemenea, se pot defini următoarele caracteristici de pierderi hidraulice, mecanice şi mixte (fig. 7.2): variaţia randamentului volumic, η_v, în funcţie de turaţie, la presiune constantă (a); variaţia randamentului volumic în funcţie de presiune, la turaţie constantă (b); variaţia randamentului mecanic, η_m, în funcţie de turaţie, la presiune constantă (c); variaţia randamentului mecanic în funcţie de presiune, la turaţie constantă (d); variaţia randamentului total, η_t, în funcţie de turaţie la presiune constantă (e); variaţia randamentului total în funcţie de presiune, la turaţie constantă (f).

Producătorii furnizează de obicei diagrame complexe, de genul celei din figura 7.3, corespunzătoare motorului orbital OMS 200 produs de firma Danfoss (Danemarca).

Pentru regimul tranzitoriu al unui motor volumic nu se pot stabili caracteristici similare celor statice. Calităţile dinamice ale unui motor pot fi evaluate fie prin reprezentarea grafică a regimului tranzitoriu liber provocat de o treaptă de debit, fie prin reprezentarea grafică a amplitudinii şi fazei semnalului de ieşire (turaţie) corespunzător unui semnal sinusoidal (debit) de amplitudine şi fază constante dar de frecvenţă variabilă, aplicat la intrare (răspunsul în frecvenţă). Performanţele obţinute în regim tranzitoriu (suprareglarea, timpul de răspuns, banda de trecere etc.) nu pot fi definite simplu.

Practic, performanţele statice se evaluează prin: turaţia minimă stabilă, turaţia maximă admisibilă, puterea specifică (kW/kg), momentul specific (Nm/kg),

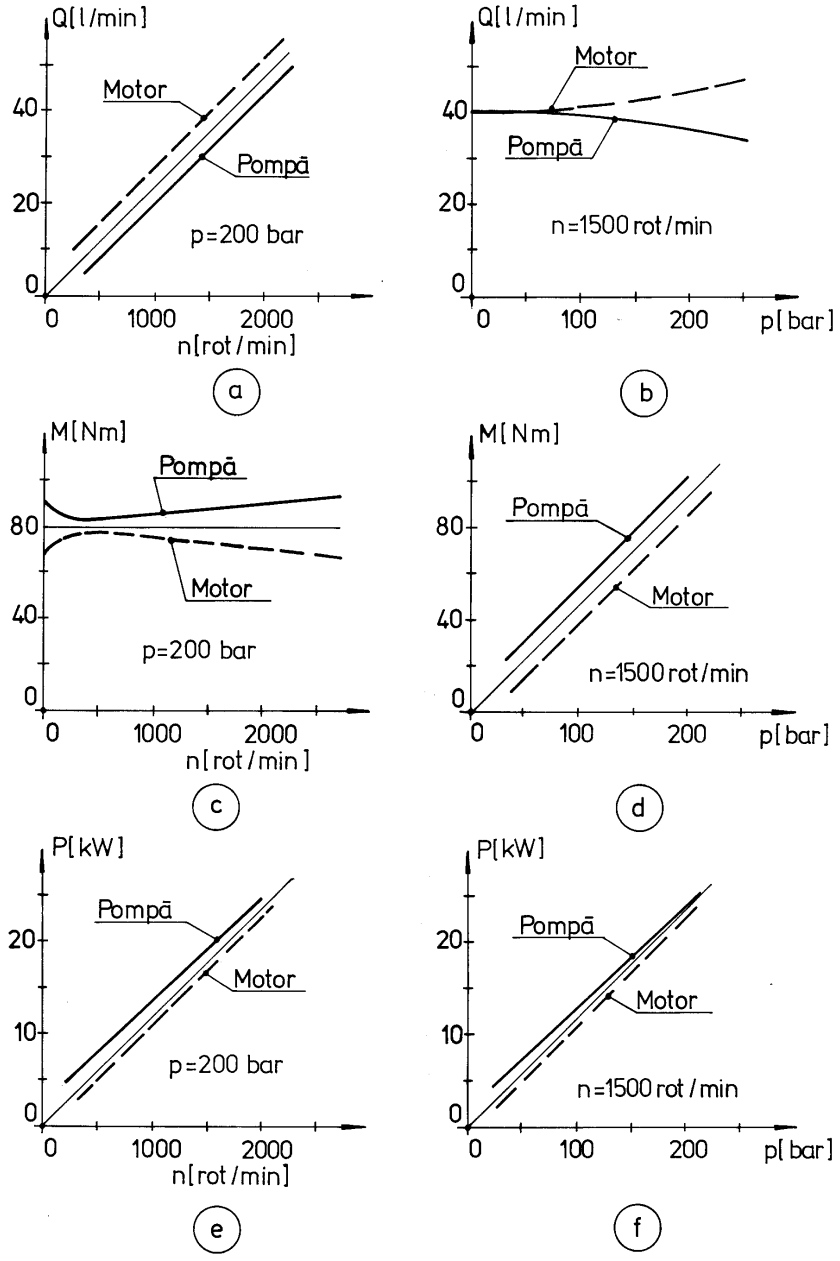


Fig. 7.1. Caracteristicile hidraulice, mecanice şi mixte ale maşinilor volumice rotative în regim staţionar:
a) variaţia debitului în funcţie de turaţie, la presiune constantă; b) variaţia debitului în funcţie de presiune, la turaţie constantă; c) variaţia momentului în funcţie de turaţie, la presiune constantă; d) variaţia momentului în funcţie de presiune, la turaţie constantă; e) variaţia puterii în funcţie de turaţie, la presiune constantă; f) variaţia puterii în funcţie de presiune, la turaţie constantă.

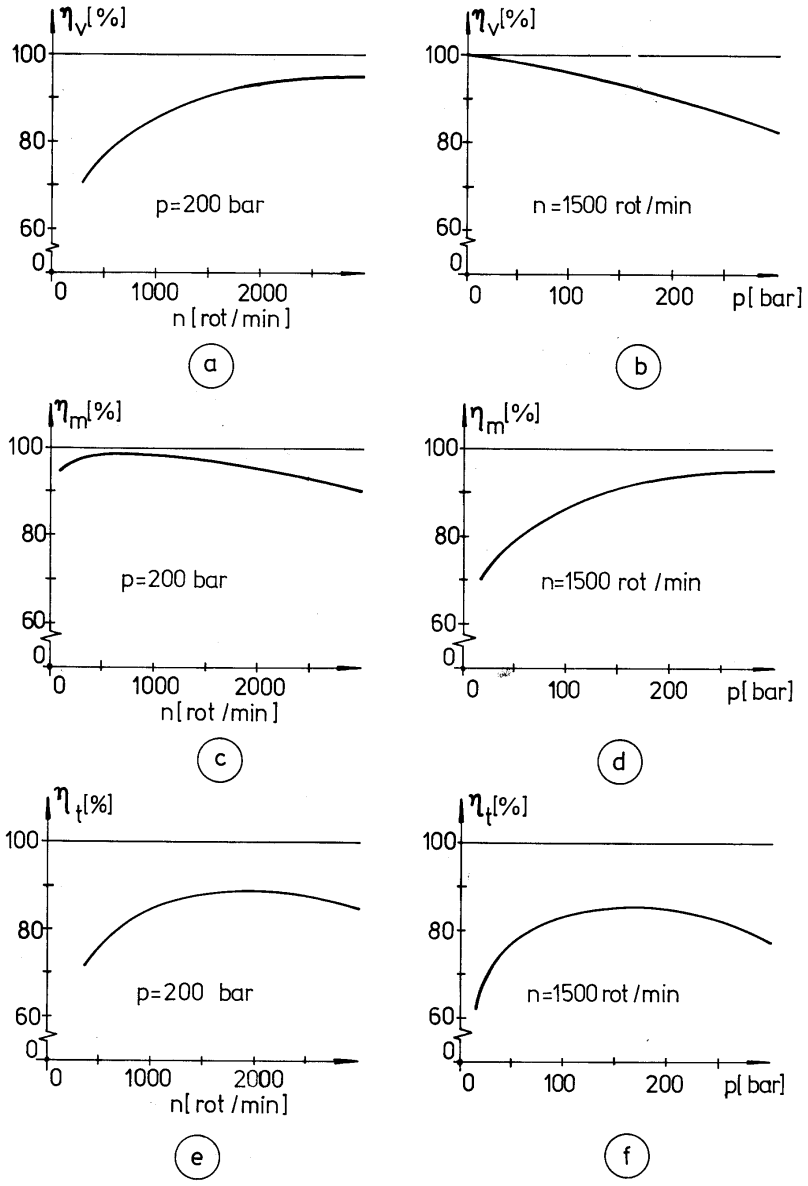


Fig. 7.2. Caracteristicile de pierderi hidraulice, mecanice şi mixte ale maşinilor volumice rotative în regim staționar:

a) variația randamentului volumic, η_v, în funcție de turație, la presiune constantă;
b) variația randamentului volumic în funcție de presiune, la turație constantă;
c) variația randamentului mecanic, η_m, în funcție de turație, la presiune constantă;
d) variația randamentului mecanic în funcție de presiune, la turație constantă;
e) variația randamentului total, η_t, în funcție de turație la presiune constantă;
f) variația randamentului total în funcție de presiune, la turație constantă.

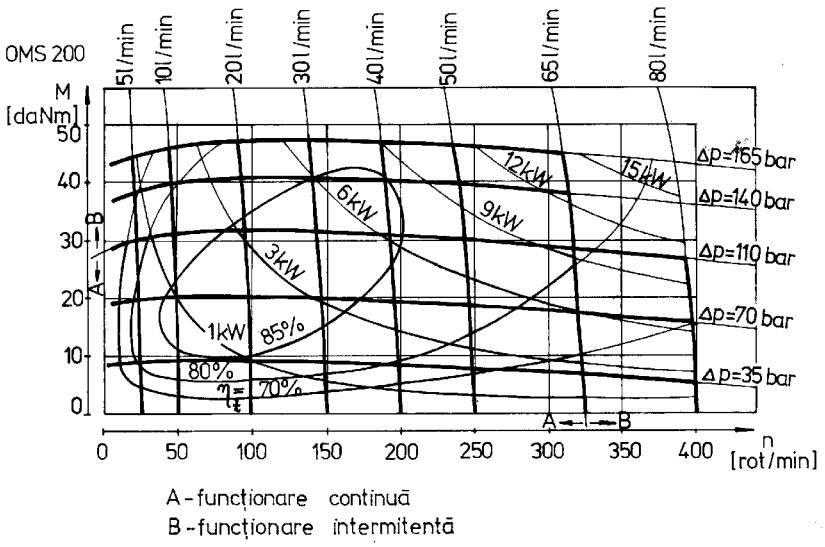


Fig. 7.3. Caracteristica universală a motorului orbital OMS200 (DANFOSS – DANEMARCA).

panta medie a caracteristicii de turație (moment - turație la presiune constantă), presiunea de pornire în gol etc.

Performanțele dinamice depind în mare măsură de raportul dintre momentul de pornire (demaraj) şi momentul de inerție al părților mobile, redus la arbore.

Cea mai importantă caracteristică a motoarelor volumice este capacitatea lor de a funcționa stabil la turații scăzute. Din acest punct de vedere există motoare lente (n_{min} = 1…10 rot/min), semirapide (10…50 rot/min) şi rapide (50…400 rot/min).

La turații reduse, generate de debite mici şi presiuni mari, corespunzătoare unor momente apropiate de cel nominal, scurgerile interne Q_s devin compatibile cu debitul Q şi motorul se opreşte, fenomen denumit "lipire" (în limba engleză – "stick"). Oprirea motorului provoacă scăderea rapidă a momentului rezistent, deci a presiunii şi implicit a scurgerilor interne; ca urmare, motorul reporneşte, fenomen numit "alunecare" (în limba engleză – "slip").

Turația minimă stabilă a unui motor poate fi micşorată numai prin micşorarea pierderilor sale interne, deci a raportului Q_s/Q, adică prin mărirea randamentului volumic. Acelaşi efect se obține prin mărirea numărului de cicluri efectuate pe o rotație de camerele de volum variabil, deci prin mărirea capacității motorului.

7.2. MOTOARE VOLUMICE RAPIDE

Mecanismele ce stau la baza motoarelor rapide sunt similare celor utilizate la pompe.

Motoarele rapide cu pistoane axiale se execută în următoarele variante: cu bloc înclinat (a), cu disc înclinat (b) şi cu disc fulant (c).

a) Motoare rapide cu pistoane axiale şi bloc înclinat.

Blocul cilindrilor este rotit de arbore printr-un cuplaj cardanic, prin intermediul pistoanelor şi bielelor sau printr-un angrenaj conic (fig. 7.4). În acest caz, prin adoptarea formei sferice pentru ambele extremităţi ale pistoanelor se evită construcţia relativ complexă a cuplului format din piston şi bielă, asamblate prin sertizare. Capacitatea motoarelor cu bloc înclinat poate fi constantă sau variabilă, intervalul uzual de reglare fiind cuprins între 1:1 şi 1:4. La variantele reglabile blocul cilindrilor este amplasat într-o carcasă basculantă sau este ghidat de un arbore sprijinit pe flanşa de antrenare a pistoanelor şi pe placa de distribuţie (fig. 7.5); aceasta se deplasează pe o suprafaţă cilindrică sub acţiunea unui dispozitiv de reglare. În figura 7.6 se prezintă structura principalelor dispozitive de reglare care pot echipa motoarele din seria A6V (TRIMOT) produs de firma HYDROMATIK. Unghiul α variază între 7^o şi 25^o, astfel că $V_{max}/V_{min} = 3{,}47$.

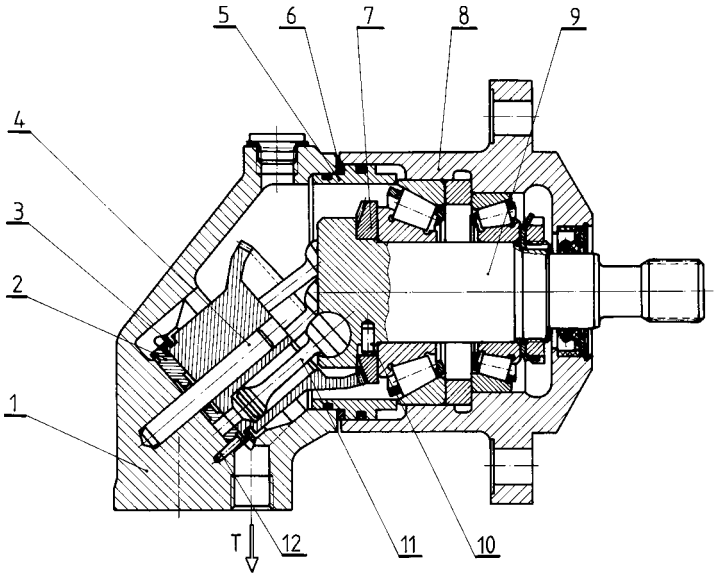


Fig. 7.4. Motor rapid cu pistoane axiale şi bloc înclinat (SAUER – GERMANIA): 1 - semicarcasa blocului cilindrilor; 2 - placă de distribuţie; 3 - inel de reţinere a blocului cilindrilor; 4 - arbore de ghidare a blocului cilindrilor; 5 - bucşă de centrare a semicarcaselor; 6 - distanţier; 7 - roată dinţată; 8 - semicarcasa rulmenţilor; 9 - arbore; 10 - ştift de antrenare a roţii dinţate; 11 - piston; 12 – ştift de blocare a plăcii de distribuţie.

Dispozitivul de reglare hidraulică a capacității (fig. 7.5 şi 7.6,a) este format dintr-un servomecanism mecanohidraulic cu reacție de forță, comandat hidraulic şi din două supape de sens, S_1 şi S_2. Servomecanismul este compus dintr-un cilindru cu dublu efect şi camere inegale, C, comandat de un distribuitor hidraulic cu trei căi, D. Camera de arie mică a cilindrului şi racordul P al distribuitorului sunt conectate la racordul de admisie al motorului printr-una din supapele de sens; racordul T al distribuitorului este conectat la drenajul motorului iar racordul A – la camera de arie mare a cilindrului. Dacă presiunea de comandă este inferioară valorii corespunzătoare precomprimării resoartelor şi ariei pistonului de comandă, sertarul distribuitorului asigură drenarea camerei de arie mare a cilindrului hidraulic, capacitatea motorului fiind maximă, deci pentru un debit dat turația este minimă.

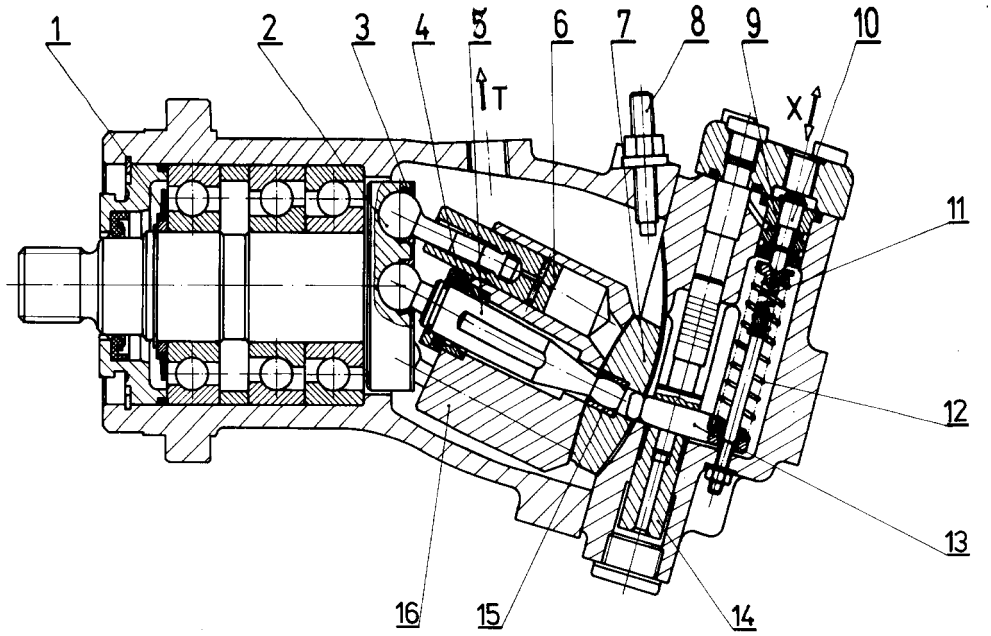


Fig. 7.5. Motor rapid reglabil cu pistoane axiale şi bloc înclinat (HYDROMATIK – GERMANIA):
1 - resort disc; 2 - bielă; 3 - placă de reținere a bielelor; 4 - resort disc; 5 - arbore de ghidare a blocului cilindrilor; 6 - piston; 7 - placă de distribuție basculantă; 8 - şurub de limitare inferioară a capacității; 9 - bucşă de distribuție; 10 - sertar; 11 - resort; 12 - resort de reacție; 13 - pârghie de reacție; 14 - piston diferențial; 15 - bucşă; 16 - blocul cilindrilor.

La creşterea presiunii de comandă sertarul învinge forța resoartelor şi conectează camera de arie mare a cilindrului la racordul de admisie al motorului. Datorită diferenței de arii, tija cilindrului se deplasează în sensul comprimării resoartelor, micşorând unghiul dintre axa arborelui şi axa blocului cilindrilor; capacitatea motorului scade, deci la debit constant turația sa creşte; deplasarea tijei

încetează cînd forța de comandă pe sertar este echilibrată de forța elastică (de reacție); rezultă o caracteristică presiune de comandă – capacitate practic liniară, cu pantă negativă. Dacă presiunea de comandă variază între 3 şi 13 bar, capacitatea motorului variază de la V_{max} la V_{min}.

Sertarul distribuitorului poate fi comandat şi de un electromagnet proporțional de forță (fig. 7.6, b).

Dispozitivul din figura 7.6,c asigură trecerea capacității de la valoarea minimă la valoarea maximă ca urmare a creşterii presiunii în racordul de admisie peste valoarea prescrisă, printr-un resort cu precomprimare reglabilă.

Scăderea presiunii provoacă revenirea capacității la valoarea minimă.

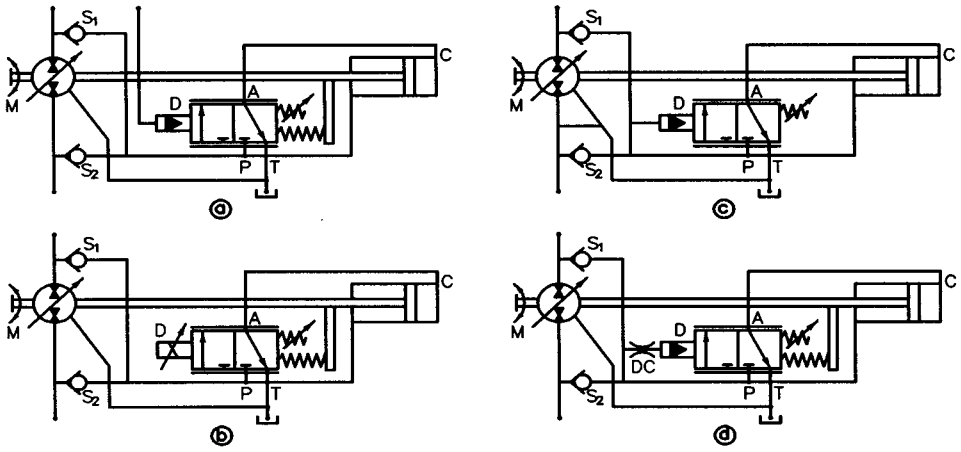


Fig. 7.6. Structura principalelor dispozitive de reglare care pot echipa motoarele din seria A6V (HYDROMATIK – GERMANIA):
a) servocomandă hidraulică cu prescriere hidraulică; b) servocomandă hidraulică cu prescriere electrică; c) comandă hidraulică discretă;
d) servocomandă hidraulică cu prescriere internă.

Creşterea automată a capacității motorului la creşterea presiunii din racordul de admisie este asigurată de dispozitivul din figura 7.6,d. Dacă debitul recepționat de motor este constant, turația acestuia scade la creşterea momentului rezistent; caracteristica rezultată este adecvată transmisiilor de tracțiune deoarece momentul creşte cu pătratul presiunii, deci aceasta variază puțin în jurul valorii optime la variații mari de moment.

Motoarele cu bloc înclinat au curent capacități cuprinse între 10 şi 1000 cm^3/rot; presiunea nominală variază între 210 şi 350 bar; domeniul de reglare a turației este cuprins între 100…200 rot/min şi 2000…3000 rot/min. Valorile medii ale puterii specifice şi ale momentului specific sunt de 3 kW/kg, respectiv de 10 Nm/kg (pentru variantele nereglabile). Transmisiile speciale necesită motoare de capacități mici şi turații mari sau invers. De exemplu, firma VICKERS (S.U.A.) execută pentru aeronave motoare de 0,8 cm^3/rot la 10000 rot/min, puterea specifică

fiind de 5,4 kW/kg, iar firma VON ROLL (Germania) produce motoare de capacitate variabilă, cuprinsă între 865 şi 3584 cm^3/rot pentru tracțiune feroviară, puterea maximă fiind de 3585 kW.

Calitățile dinamice ale motoarelor cu bloc înclinat sunt foarte bune. De exemplu, motorul MF1– 009 (VICKERS) furnizează la capacitatea de 1,55 cm^3/rot (0,095 in^3/rot) şi căderea de presiune Δp = 207 bar (3000 p.s.i.), momentul M = 5,16 Nm (45 lbf·in); momentul de inerție redus la arbore este $J = 1{,}522 \cdot 10^{-5}$ kg·m^2 ($1{,}35 \cdot 10^{-4}$ lbf·in·s^2) deci accelerația unghiulară realizată în gol (fără sarcină) este $\varepsilon = M/J = 3{,}37 \cdot 10^5$ s^{-2}.

b) Motoare rapide cu pistoane axiale şi disc înclinat

Se execută în mai multe variante constructive care diferă prin modul de antrenare a arborelui de blocul cilindrilor. La varianta nereglabilă din figura 7.7, produsă de firma EATON (S.U.A.), discul face corp comun cu carcasa, fiind amplasat între blocul cilindrilor şi capătul liber al arborelui. În cadrul soluției utilizate de firma REYROLLE (Anglia) blocul cilindrilor este solidar cu arborele, fiind presat pe placa de distribuție de un arc care se sprijină pe disc printr-o articulație sferică; placa de reținere a patinelor hidrostatice este fixată în zona centrală de un disc rotativ, sprijinit pe discul fix prin lagăre hidrostatice alimentate de cilindrii prin patine (fig. 7.8)

Motoarele cu disc înclinat au turații minime stabile mai reduse (25 ÷100 rot/min) şi momente de pornire mai mari decât cele cu bloc înclinat; se execută curent pentru presiuni nominale cuprinse între 320 şi 420 bar, capacitatea variind între 11,5 şi 250 cm^3/rot.

c) Motoare rapide cu pistoane axiale şi disc fulant

Se execută în mai multe variante constructive care diferă prin sistemul de distribuție. Cea mai răspândită construcție întrebuințează distribuitorul cilindric rotativ (fig. 4.37) a cărui uzură nu poate fi compensată automat. O altă soluție de distribuție constă în utilizarea pistoanelor ca sertare (fig. 7.9).

În acest scop, fiecare piston este prevăzut cu o degajare toroidală prin care asigură alimentarea sau drenarea unui cilindru situat într-un plan meridian decalat cu $\pi/2$ față de planul său meridian. În blocul cilindrilor sunt practicate două camere toroidale (fig. 7.10) conectate prin canale axiale la racorduri iar în dreptul degajării toroidale a fiecărui piston sunt prevăzute câte trei camere toroidale; camerele laterale sunt conectate la racorduri iar camera centrală – la unul din cilindrii decalați cu $\pi/2$. Când un piston se află la punctul mort interior ($\varphi = 0$), îşi deschide complet distribuitorul, corespunzător vitezei maxime a pistonului comandat (fig. 7.11). Acelaşi piston îşi închide distribuitorul după o rotație cu $\pi/2$ deoarece pistonul comandat se află la unul din punctele moarte. După o semirotație distribuitorul se deschide din nou complet, conectând cilindrul pistonului comandat la celălat racord, corespunzător sensului şi vitezei sale.

Motoarele cu disc fulant au capacități mici (8…100 cm^3/rot) şi pot funcționa continuu la presiuni cuprinse între 160 şi 250 bar; ele prezintă avantajul

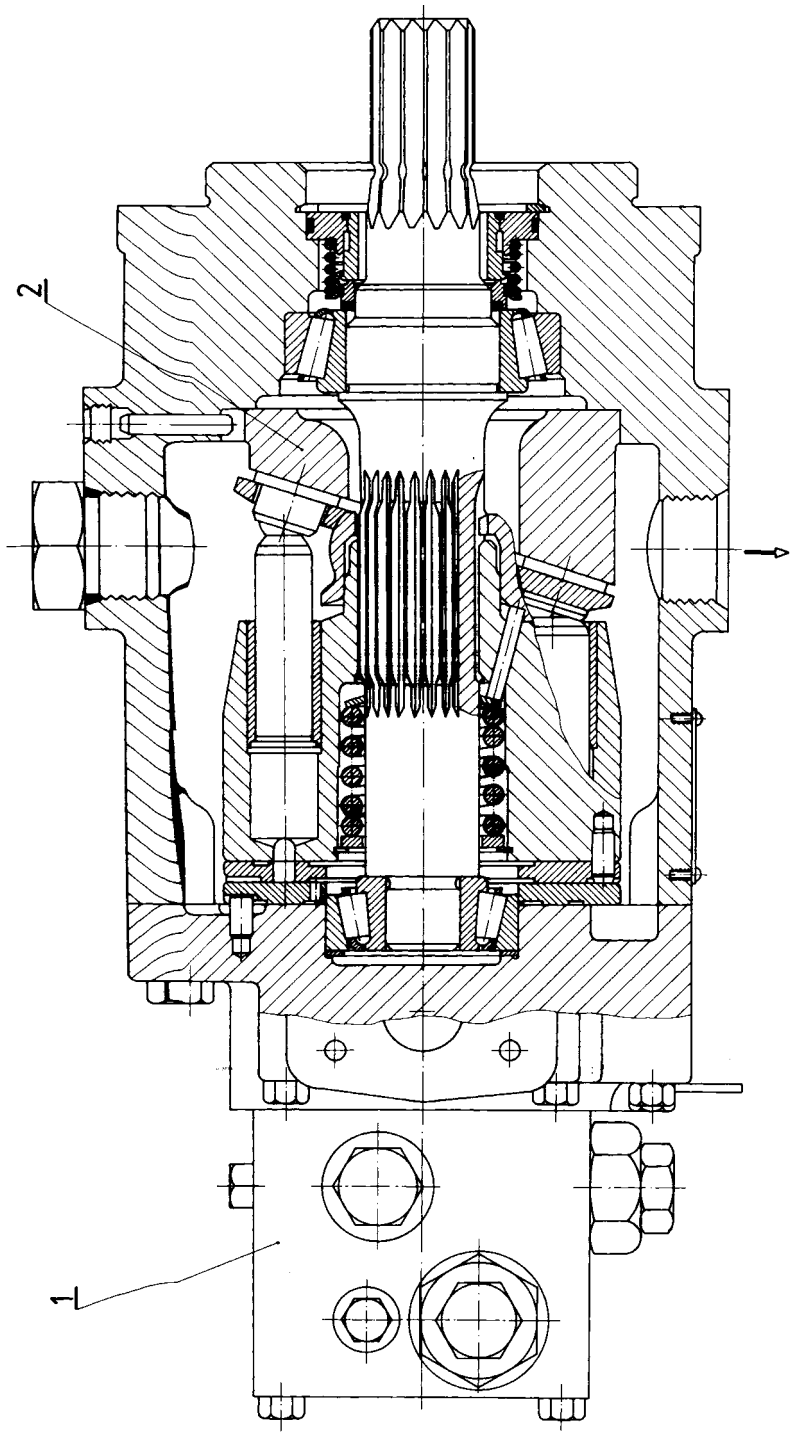


Fig. 7.7. Motor rapid cu pistoane axiale şi disc înclinat EATON (SUA):
1 – bloc de protecție şi împrospătare; 2 – disc înclinat fix.

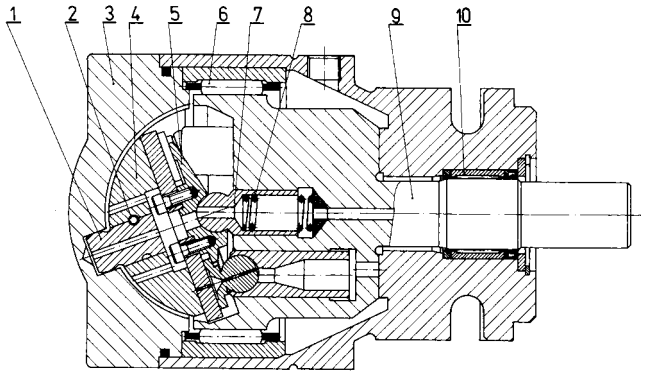


Fig. 7.8. Motor rapid cu pistoane axiale şi disc înclinat (REYROLLE – Anglia):
1 - bolț; 2 - ştift elastic; 3 - capac; 4 - disc înclinat; 5 - placa de reținere a patinelor; 6 - rulment cu role cilindrice; 7 - piston; 8 - resort; 9 - arbore; 10 - rulment cu ace.

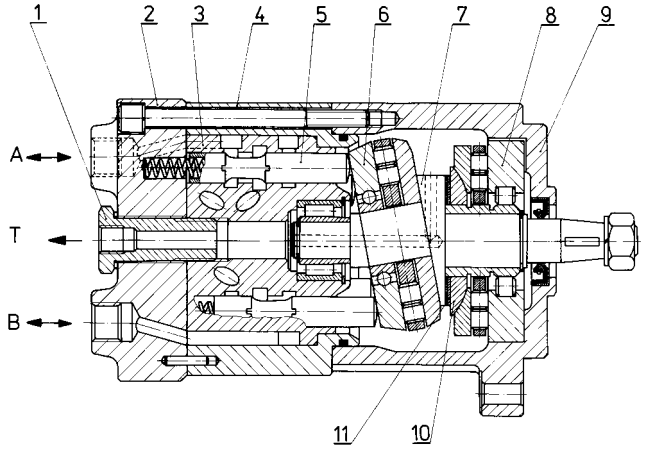


Fig. 7.9. Motor cu pistoane axiale şi disc fulant (BOSCH – Germania):
1 - racord de drenare; 2 - capac; 3 - blocul cilindrilor; 4 - semicarcasă posterioară; 5 - piston; 6 - rulment radial - axial; 7 - disc fulant; 8 - rulment radial-axial; 9 - semicarcasă anterioară; 10 - compensator sferic de deformații; 11 - inel de reglare a nulului distribuției.

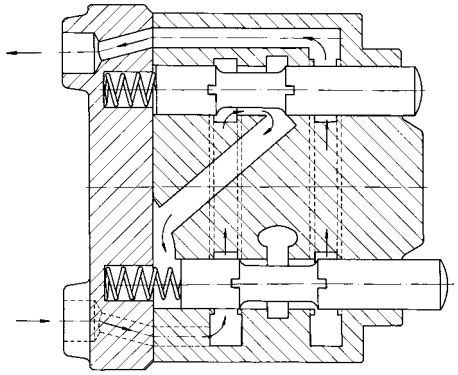


Fig. 7.10. Schema funcțională a motorului rapid cu disc fulant şi distribuție prin pistoane.

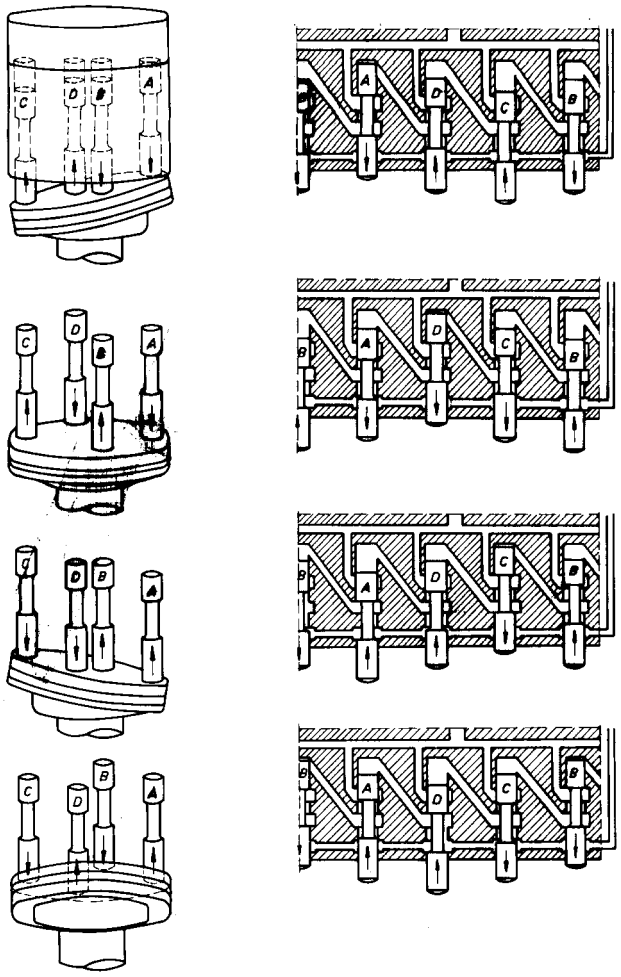


Fig. 7.11. Fazele unui ciclu de funcţionare al motorului rapid cu disc fulant şi distribuţie prin pistoane.

unei turaţii minime reduse, datorită căruia sunt frecvent întrebuinţate în transmisiile hidrostatice ale maşinilor-unelte şi roboţilor; în acest caz, motorul formează un subansamblu împreună cu servovalva electrohidraulică şi tahogeneratorul sau traductorul incremental, necesare închiderii buclei de reglare a poziţiei.

Motoarele rapide cu pistoane radiale se întâlnesc frecvent în componenţa variatoarelor de turaţie hidraulice; frecarea dintre pistoane şi carcasă este evitată prin intermediul unui rulment radial; sunt motoare scumpe şi au un moment de inerţie relativ mare.

Motoarele cu roţi dinţate sunt simple din punct de vedere constructiv, ieftine şi compacte, puterea specifică medie fiind de 1…2 kW/kg; se construiesc

într-o gamă largă de capacităţi (3,2 …250 cm^3/rot) iar presiunea nominală variază între 140 şi 250 bar; au două dezavantaje importante: moment de pornire redus şi turaţie minimă stabilă ridicată (400…500 rot/min); turaţia maximă este cuprinsă între 2000 şi 4000 rot/min, valorile mari corespunzând capacităţilor mici. Momentul de pornire poate fi mărit prin utilizarea lagărelor cu rulmenţi şi prin echilibrarea hidrostatică a roţilor.

Motoarele unidirecţionale diferă de pompe numai prin prezenţa drenajului extern care este utilizat când turaţia se reglează prin varierea presiunii pe racordul de evacuare.

Motoarele bidirecţionale sunt prevăzute cu un sistem de supape de sens ce permit atât drenarea lagărelor în racordul de evacuare cât şi compensarea automată a jocurilor frontale dintre roţi şi bucşele lagărelor. În figura 7.12 se prezintă un astfel de hidromotor. Schema sistemului de supape este indicată în figura 7.13; selectorul de cale SC asigură conectarea compartimentului de presurizare axială a lagărelor la racordul de admisie, iar supapele de sens S_1 şi S_2 conectează camerele exterioare ale lagărelor la racordul de evacuare.

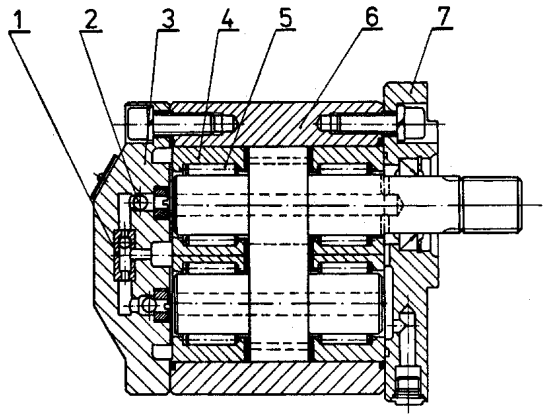


Fig. 7.12. Motor bidirecţional cu roţi dinţate: 1 - selector de cale; 2 - supapă de sens; 3 - capac posterior; 4 - bucşă; 5 - rulment cu ace; 6 - carcasă; 7 - capac anterior.

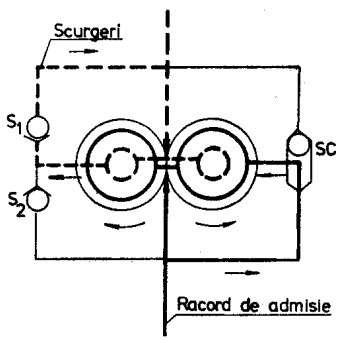


Fig. 7.13. Schema sistemului de drenare al unui motor bidirecţional cu roţi dinţate.

Există şi soluţii de compensare automată a eforturilor radiale pe roţi prin reducerea la minimum a zonei de etanşare în ambele sensuri de rotaţie. De exemplu, firma BOSCH utilizează în acest scop un sistem de etanşări frontale compuse.

Motoarele cu lagăre de rostogolire funcţionează cu o gamă largă de lichide: viscozitatea acestora poate fi cuprinsă între 12 şi 1200 cSt; în plus, sunt puţin sensibile la impurităţi (fineţea de filtrare admisibilă este de 63μm).

Motoarele cu lagăre de alunecare sunt mai sensibile la impurităţi şi la variaţia viscozităţii lichidului.

Pentru maşinile de lucru ce solicită fie momente mari la turaţii mici, fie momente mici la turaţii mari se construiesc motoare duble ("cu două viteze") formate din două motoare cu roţi dinţate de capacităţi diferite, cuplate pe acelaşi arbore. În regim lent funcţionează ambele secţiuni, capacitatea fiind maximă; în regim rapid, un distribuitor hidraulic (comandat hidraulic) şuntează racordurile secţiunii de capacitate mare, alimentând numai secţiunea de capacitate mică.

Motoarele cu roţi dinţate multiple (în paralel) sunt întrebuinţate în construcţia divizoarelor de debit necesare sincronizării mai multor motoare volumice şi a amplificatoarelor rotative de presiune utilizate pentru mărirea presiunii la admisia unui motor peste valoare corespunzătoare pompei.

7.3. MOTOARE VOLUMICE SEMIRAPIDE

Se realizează cu palete culisante şi cu pistoane radiale.

Motoarele cu palete culisante se construiesc în gama de capacităţi cuprinsă între 30 şi 300 cm^3/rot; presiunea nominală variază între 140 şi 175 bar; momentele şi puterile specifice sunt mai mari decât cele ale motoarelor cu roţi dinţate: 9…11 Nm/kg, respectiv 2…3 kW/kg; turaţiile minime stabile variază între 50 şi 200 rot/min, iar cele maxime ating 1 800…2 800 rot/min.

Din punct de vedere constructiv aceste motoare diferă de pompele cu dublu efect doar prin prezenţa unor arcuri necesare menţinerii contactului permanent între palete şi carcasă (camă) la turaţii mici. Arcurile pot fi elicoidale sau de tip "balansoar". În primul caz, ele sunt amplasate sub palete, fiind comprimate în fazele de evacuare şi relaxate în fazele de admisie. Denumirea ultimelor provine din faptul că execută o mişcare oscilatorie în jurul unor bolţuri presate în degajări practicate lateral în rotor (fig. 7.14); sunt executate din sârmă de oţel înalt aliat şi presează radial câte două palete decalate cu $\pi/2$. Când o paletă aflată în faza de evacuare pătrunde în rotor, cealaltă iese din acesta deoarece se află în faza de admisie; astfel, arcurile oscilează în jurul bolţurilor fără a suferi încovoieri suplimentare faţă de cele iniţiale (de montaj), deci forţele exercitate asupra paletelor sunt constante.

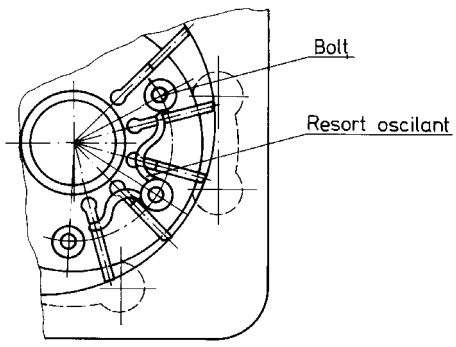


Fig. 7.14. Motor semirapid cu palete culisante.

Motoarele cu palete culisante sunt mai scumpe decât cele cu roți dințate; ca şi acestea au un moment de pornire redus, dar au o funcționare liniştită şi asigură un moment practic constant.

Motoarele semirapide cu pistoane radiale sunt larg răspândite datorită momentelor mari furnizate (90…240000 Nm), turațiilor minime reduse (5...20 rot/min, în funcție de capacitate), randamentelor ridicate în întreg domeniul de funcționare, zgomotului redus (max. 60 dB), posibilității de a funcționa cu lichide neinflamabile (emulsii de ulei şi apă, soluții de poliglicoli în apă, esteri fosfatici) şi cerințelor modeste privind filtrarea (25…75 μm). Presiunea nominală a acestor motoare variază între 200 şi 400 bar, iar turația maximă – între 20 şi 2000 rot/min, în funcție de capacitate.

Pistoanele sunt dispuse radial într-o carcasă fixă, pe un rând sau pe două rânduri şi acționează arborele printr-un excentric; frecarea dintre acesta şi biele se elimină, practic, fie prin rulmenți radiali (fig. 7.15) fie prin lagăre hidrostatice (fig. 7.16); desprinderea patinelor de excentric în cazul sarcinilor negative este împiedicată de două inele cu secțiune dreptunghiulară; în acelaşi regim (de pompare) bielele acționează pistoanele prin intermediul unor bucşe sferice secționate şi a unor inele de siguranță.

Bielele nu mai sunt necesare dacă cilindrii sunt oscilanți; în cazul soluției constructive din figura 7.17 (utilizată de firma VICKERS), cilindrii oscilează pe plăci sferice fixe, contactul permanent dintre aceste piese fiind asigurat de resoarte; construcția prezentată în figura 7.18, brevetată de firma PLEIGER (Germania), este şi mai simplă din punct de vedere cinematic: cilindrii sunt reduşi la bucşe oscilante sferice.

Distribuția poate fi realizată cu distribuitor rotativ frontal, plan (fig. 7.15) sau cilindric (fig. 7.16) sau cu sertare (fig. 7.18). Rezultanta forțelor de presiune pe distribuitorul plan tinde să provoace bascularea acestuia, deci trebuie compensată automat prin lagăre hidrostatice axiale (fig. 7.19); rezultanta forțelor de presiune tinde să lipească distribuitorul cilindric de bucşă, provocând uzura prematură a celor două piese şi alterând randamentul volumic, deci trebuie compensată automat prin lagăre hidrostatice radiale (fig. 7.20). Tendința actuală este de a se renunța la distribuitorul cilindric în favoarea celui plan, deoarece ultimul asigură compensarea automată a uzurii şi poate fi uşor recondiționat prin rectificare, lepuire şi rodare împreună cu placa de distribuție, care este în general amovibilă.

Distribuitoarele cu sertare asigură un randament volumic ridicat, dar necesită o precizie mare de execuție a corpului; sertarele sunt comandate prin role de un excentric sincron cu arborele şi decalat (rotit) cu $\pi/2$ față de excentricul acționat de pistoane, deoarece sertarul unui piston aflat la unul din punctele moarte trebuie să fie situat în poziție simetrică față de camerele conectate la racorduri; deplasarea centripetă a sertarelor este asigurată de un inel ce înconjoară rolele.

Lagărele hidromotoarelor semirapide cu pistoane radiale sunt în general supradimensionate pentru a putea prelua sarcinile radiale şi axiale importante introduse prin cuplarea directă cu mecanismele acționate. Producătorii indică în diagrame complexe durata de utilizare medie a rulmenților în funcție de căderea de presiune între racorduri, de mărimea şi poziția sarcinii radiale față de un plan de

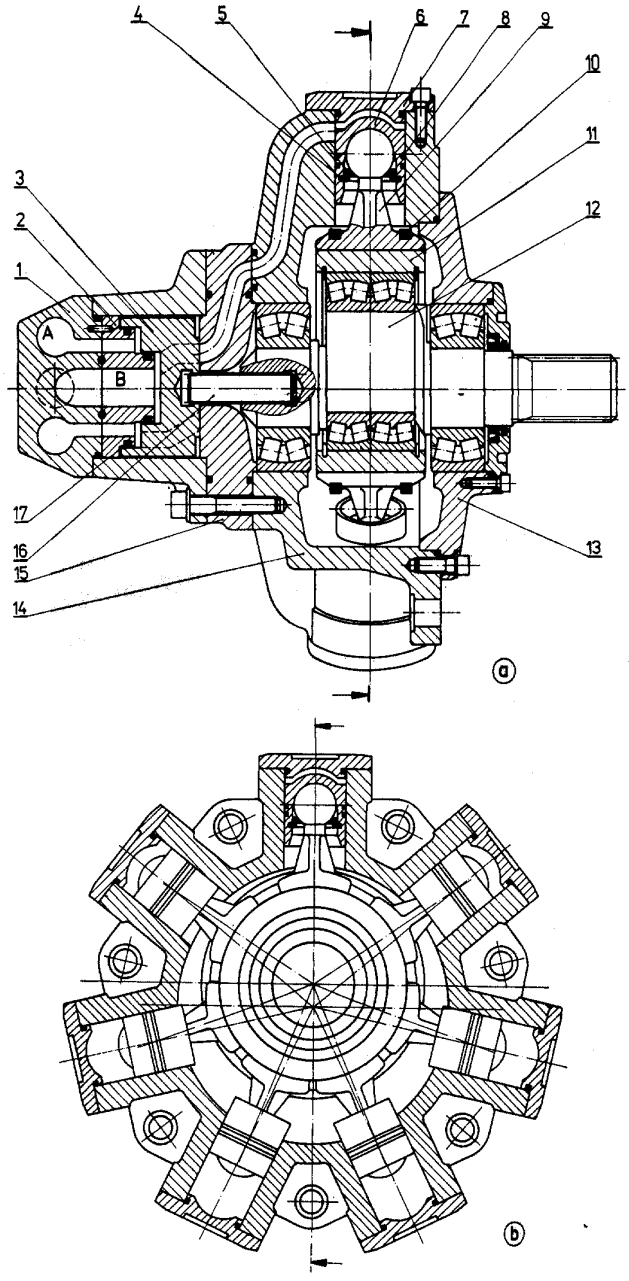


Fig. 7.15. Motor semirapid cu pistoane axiale (BIGNOZZI - Italia):
a) secțiune axială: 1- capacul racordurilor; 2 - bucşă de distribuție; 3 - distribuitor plan rotativ; 4 - inel de siguranță; 5 - bucşă sferică secționată; 6 - piston; 7 - capac de cilindru; 8 - segment; 9 - bielă; 10 - inel de reținere a bielelor; 11 - bucşă cilindrică; 12- excentric; 13 - capac; 14 - carcasă; 15 - placă de distribuție; 16 - arbore canelat; 17 - segment de rotație; b) secțiune cu un plan paralel.

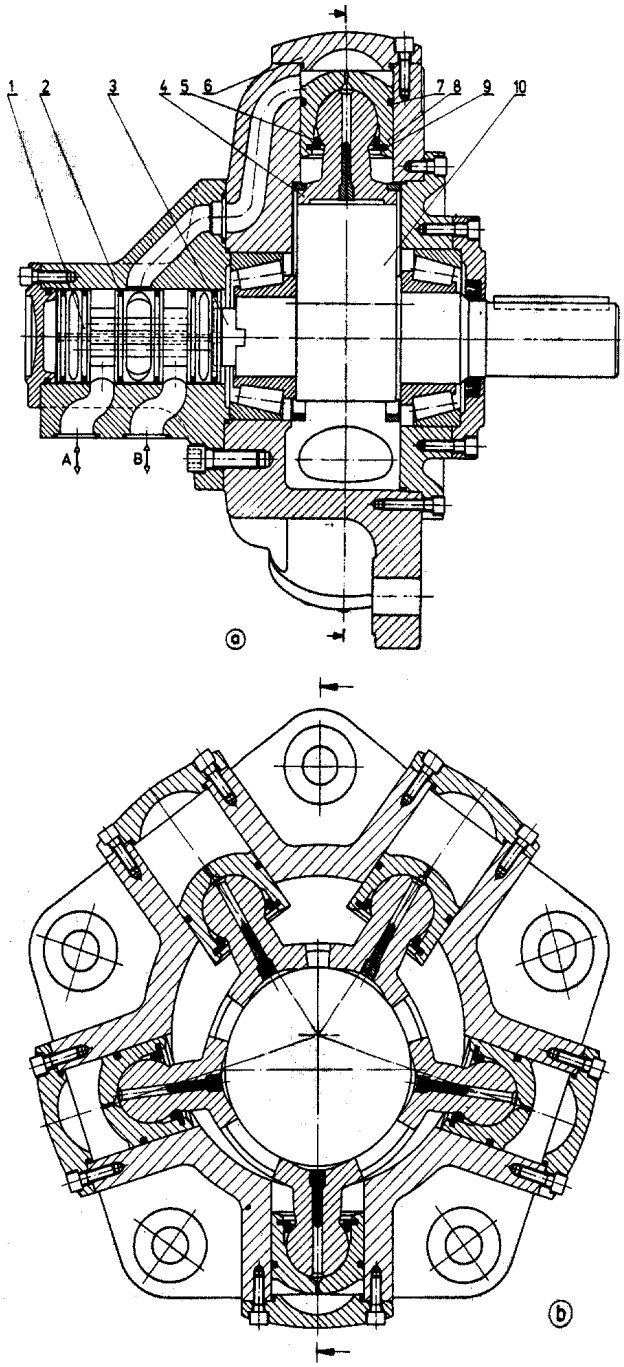


Fig. 7.16. Motor semirapid cu pistoane radiale (STAFFA - Anglia):
a) secțiune axială: 1 - distribuitor cilindric rotativ; 2 - segment de rotație; 3 - cuplaj OLDHAM; 4 - bielă cu patină; 5 - inel secționat; 6 - capac de cilindru; 7 - segment; 8 - piston; 9 - inel de siguranță; 10 - excentric; b) secțiune cu un plan paralel.

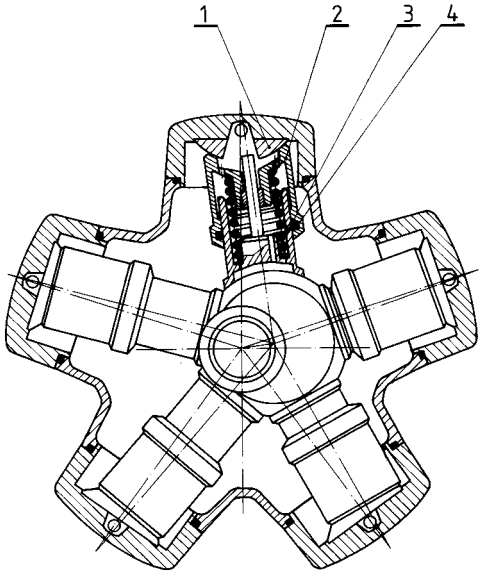


Fig. 7.17. Motor semirapid cu pistoane radiale (VICKERS-S.U.A.):
1 - glisieră sferică; 2 - cilindru oscilant; 3 - piston cu patină hidrostatică; 4 - etanşare compusă.

referință ales convenabil, perpendicular pe axa arborelui (fig. 7.21). Durata de utilizare, notată cu LB 10, reprezintă numărul de ore de funcționare după care 10% din rulmenți se uzează peste limita admisă. Durata de utilizare medie, notată cu LB 50, corespunde ieşirii din funcțiune a 50% din rulmenți şi este de patru ori mai mare decât prima. O altă caracteristică mecanică importantă a acestor motoare este viteza de alunecare sub sarcină negativă, care se produce când orificiile energetice sunt închise şi arborele este acționat de sarcină (regim tipic în funcționarea macaralelor). Această caracteristică este asociată de producători cu randamentul volumic în diagrame de tipul celei din figura 7.22. Funcționarea continuă în regim de pompă (frână) necesită presurizarea racordului de evacuare în scopul evitării cavitației. De exemplu, pentru hidromotorul STAFFA B400, $p_2 = 2 + n^2/1300$ [bar], unde n este turația [rot/min].

Randamentul maxim al hidromotoarelor semirapide cu pistoane radiale este cuprins între 91 şi 97%; în figura 7.23 se prezintă ca exemplu caracteristica universală a hidromotorului STAFFA B400.

În unele transmisii este necesară blocarea arborelui hidromotorului la întreruperea alimentării; în acest caz motorul încorporează o frână cu bandă sau cu discuri, acționată de un cilindru hidraulic cu simplu efect (fig. 7.24). Comanda cilindrului se face automat prin racordarea camerei active la pompă (fig. 7.25); creşterea presiunii de refulare determină deblocarea arborelui, iar resoartele – blocarea.

Hidromotoarele semirapide cu pistoane radiale pot încorpora şi reductoare planetare; se obțin astfel momente de ordinul a 400000 Nm. În figura 7.26 se

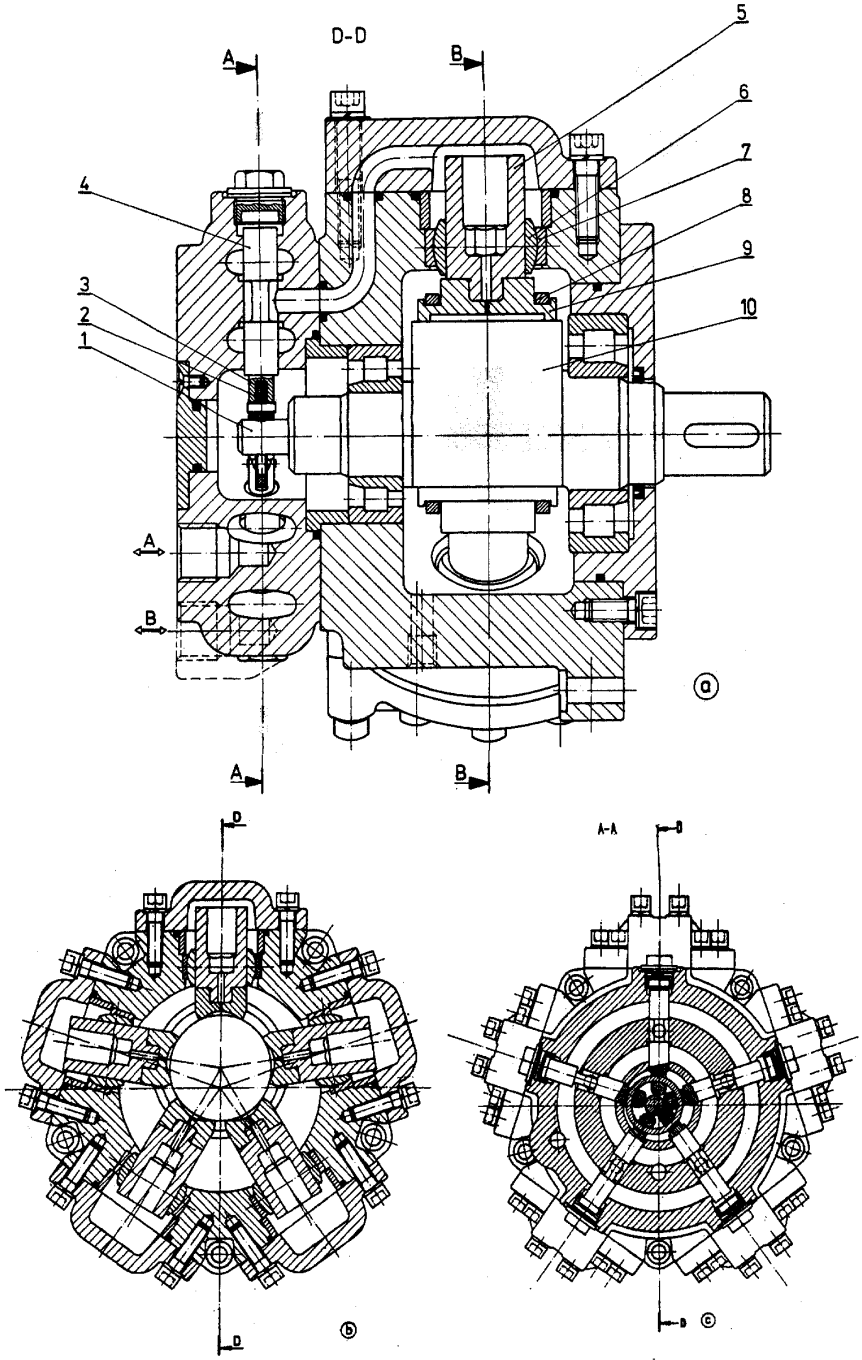


Fig. 7.18. Motor semirapid cu pistoane radiale (PLEIGER - Germania):
a) secțiune cu un plan axial: 1 - excentric; 2 - rolă; 3 - inel de reținere a sertarelor în contact cu excentricul; 4 - sertar; 5 - piston; 6 - bucşă sferică oscilantă; 7 - bucşă sferică fixă; 8 - inel de reținere a patinelor hidrostatice; 9 - patină hidrostatică; b) secțiune cu un plan paralel prin axele pistoanelor; c) secțiune cu un plan paralel prin axele sertarelor.

prezintă o secţiune prin motoreductorul STAFFA G 1400 (V = 23940 cm^3/rot; M_{max} = 76100 Nm; n_{max} = 30 rot/min; P_{max} = 228 CP).

Deşi au o putere specifică relativ redusă (sub 1 kW/kg) şi sunt scumpe, motoarele semirapide cu pistoane radiale sunt larg răspândite atât pe utilaje mobile, cât şi staţionare (laminoare, amestecătoare, macarale, combine miniere, excavatoare, transmisii navale etc.).

În figura 7.27 se prezintă o punte motoare echipată cu două hidromotoare de acest tip, proiectată, pentru transmisia hidraulică a stivuitoarelor, de autori.

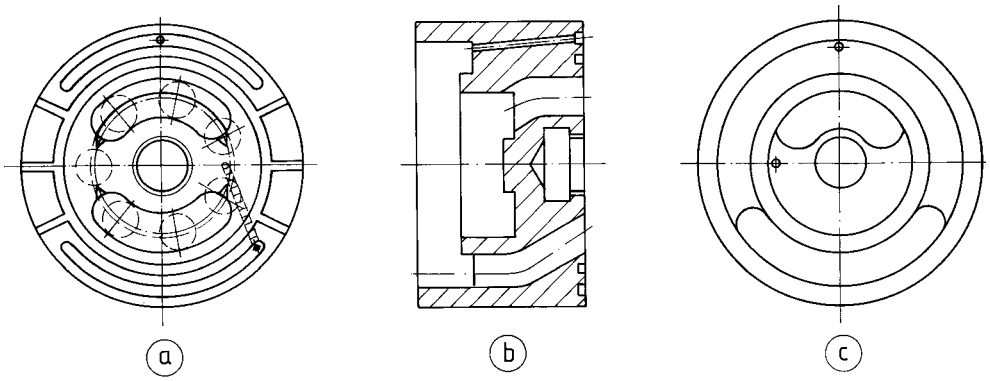


Fig. 7.19. Distribuitor frontal plan rotativ echilibrat hidrostatic:
a) vedere a suprafeţei de distribuţie; b) secţiune cu un plan axial; c) vedere a suprafeţei de racordare.

7.4. MOTOARE VOLUMICE LENTE

Se construiesc pe baza următoarelor elemente active: pistoane radiale, pistoane axiale, pistoane rotative şi angrenaje orbitale.

Motoarele lente cu pistoane radiale diferă de celelalte maşini volumice cu pistoane radiale prin faptul că la o rotaţie a arborelui pistoanele efectuează mai multe curse duble, mărind momentul şi micşorând turaţia minimă de funcţionare continuă (sub 1 rot/min).

Mişcarea alternativă radială a pistoanelor poate fi transformată într-o mişcare de rotaţie continuă printr-o camă interioară (fig. 7.28 - hidromotor produs de firma CINCINNATI MILLING MACHINES din S.U.A.) sau prin came exterioare (fig. 7.29 - hidromotor produs de firma SISU din Finlanda). Profilarea corespunzătoare a camelor poate asigura o capacitate practic constantă; cama sinusoidală este totuşi cea mai utilizată datorită simplităţii dispozitivului de generare cinematică. Contactul dintre pistoane şi came se face prin bile de rulment sau prin rulmenţi radiali (cu role sau cu ace).

Distribuţia se poate realiza prin sertare solidare cu pistoanele (fig. 7.28), cu distribuitor rotativ cilindric (fig. 7.29) sau frontal (fig. 7.30 - soluţie brevetată în ţară şi în străinătate de ing. Şt. Aramă) antrenat de came etc.

În primul caz, fiecare piston asigură distribuţia unui piston adiacent, faţă de care este decalat cu $\pi/4$ (motorul are opt pistoane, iar cama - două vârfuri). În al

Fig. 7.20. Distribuitor cilindric rotativ echilibrat hidrostatic.

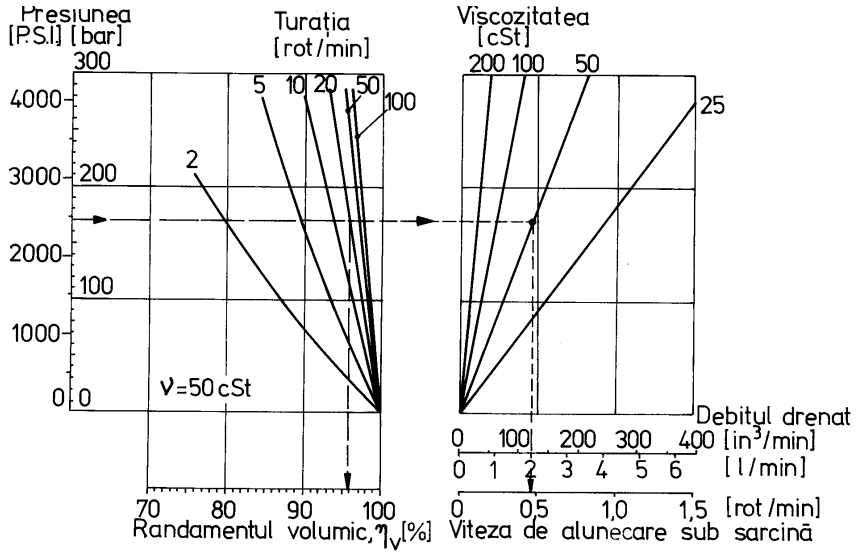


Fig. 7.21. Nomogramă tipică pentru calculul randamentului volumic, debitului drenat şi vitezei de alunecare sub sarcină a unui motor hidraulic.

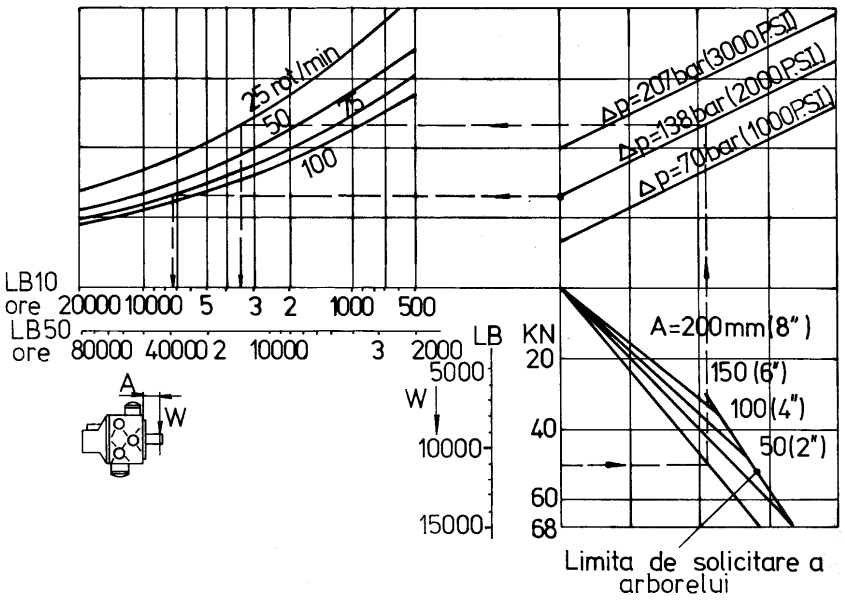


Fig. 7.22. Nomogramă tipică pentru calculul duratei de utilizare medie a rulmenților motoarelor volumice rotative.

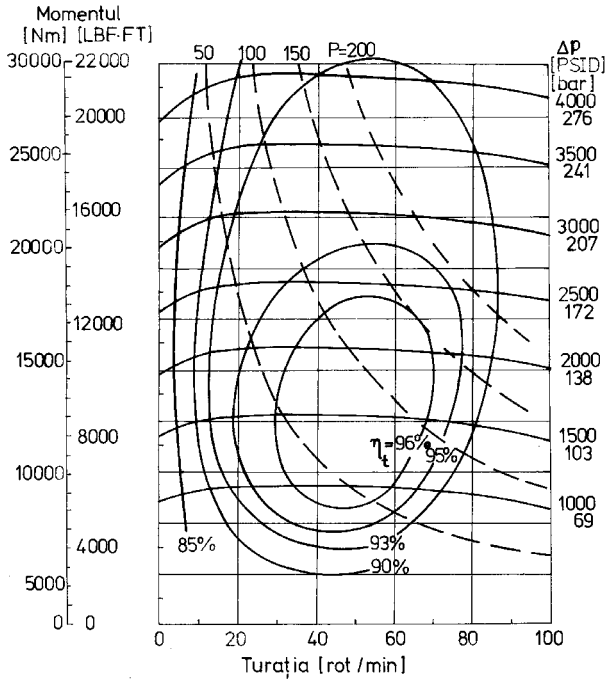


Fig. 7.23. Caracteristica universală a motorului STAFFA B400 (Anglia).

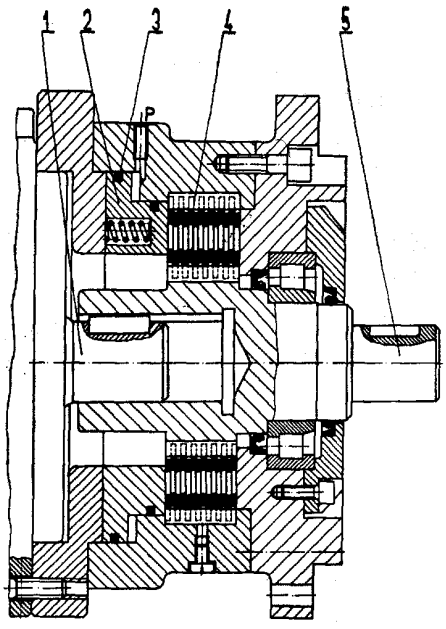


Fig. 7.24. Frână cu discuri pentru motor volumic:
1 - arborele motorului hidraulic; 2 - piston inelar;
3 - inel O; 4 - disc de fricțiune; 5 - arbore de ieșire.

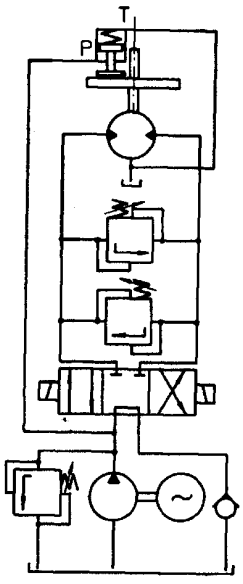


Fig. 7.25. Schema hidraulică
a unei transmisii în circuit
deschis echipată cu frână.

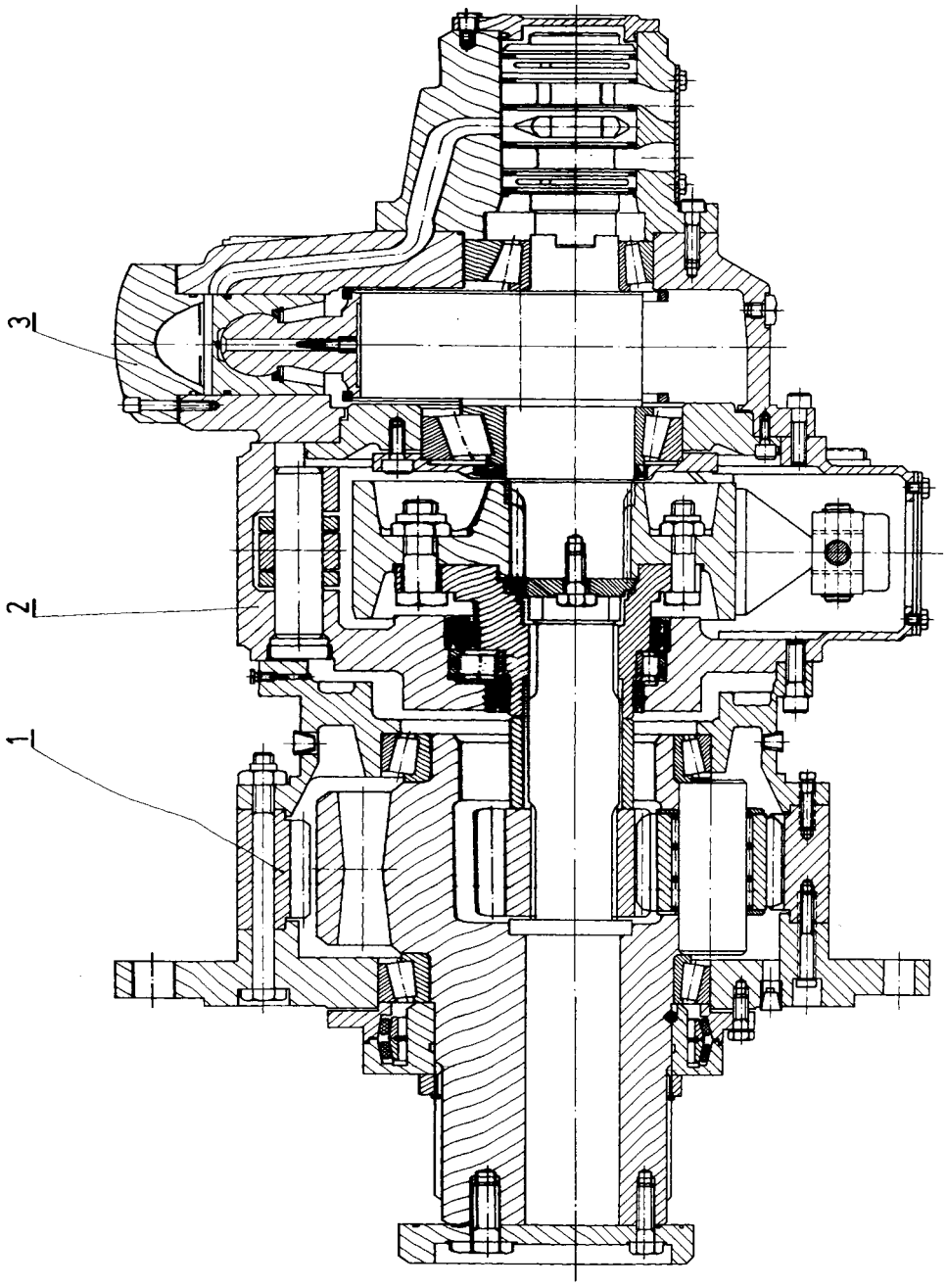


Fig. 7.26. Motor semirapid cu pistoane radiale echipat cu reductor planetar şi frână cu bandă (STAFFA G 1400): 1 - reductor planetar; 2 - frână cu bandă; 3 - motor hidraulic.

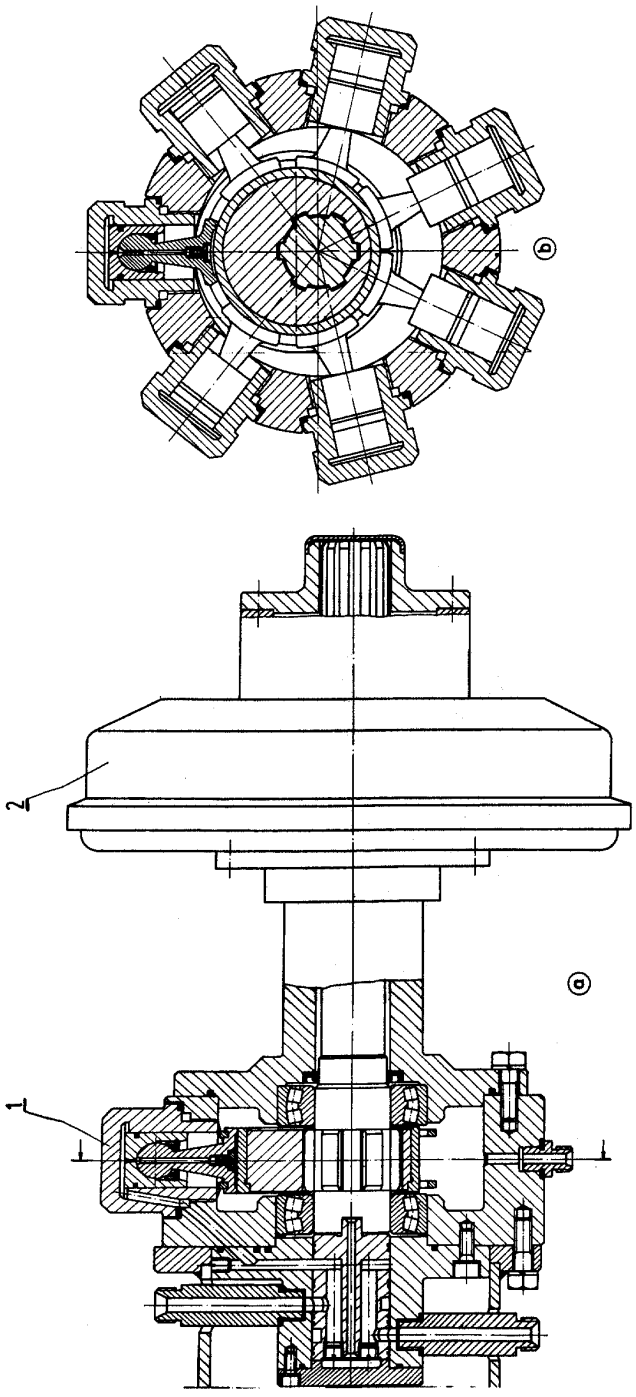


Fig. 7.27. Punte motoare hidraulică pentru stivuitoare:
a) secțiune cu un plan axial: 1 - motor cu pistoane radiale; 2 - subansamblu frână; b) secțiune cu un plan paralel prin unul dintre motoare.

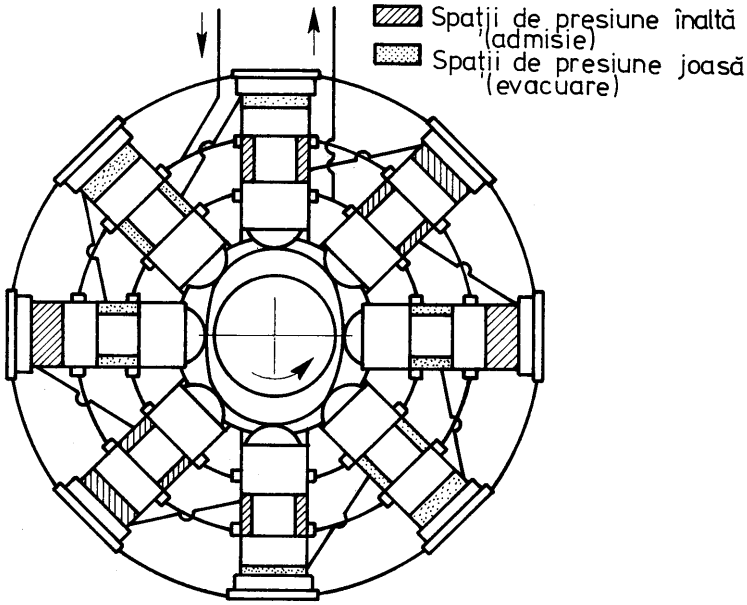


Fig. 7.28. Motor lent cu pistoane radiale şi distribuţie prin pistoane.

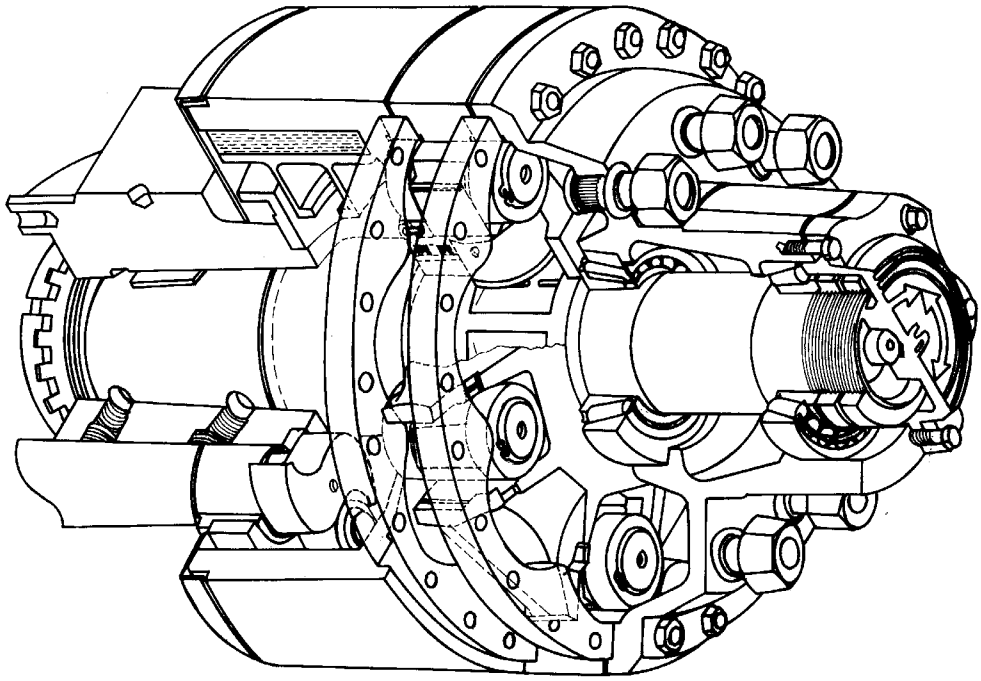


Fig. 7.29. Motor lent cu pistoane radiale şi carcasă rotativă (SISU - Finlanda).

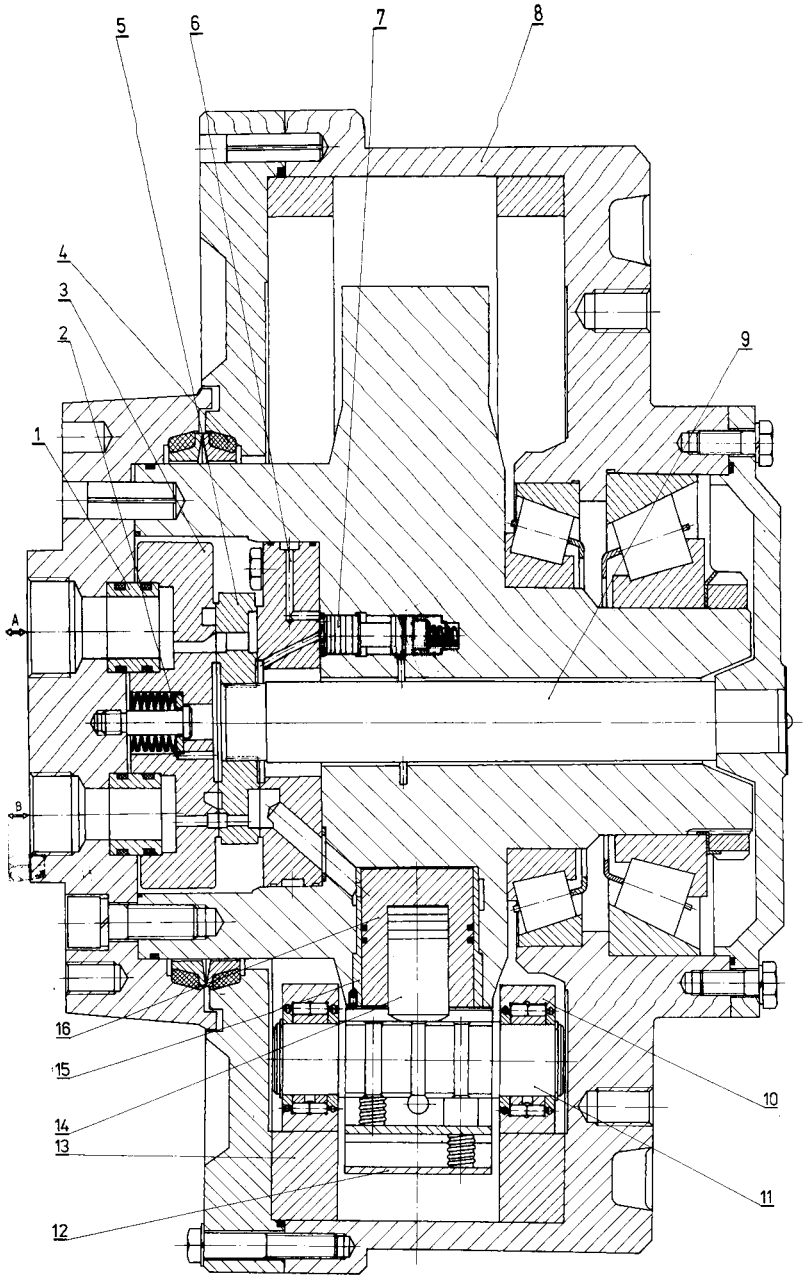


Fig. 7.30. Motor lent cu pistoane radiale şi carcasă rotativă, cu două capacităţi:
1 - racord flotant; 2 - arc disc; 3 - placă de distribuţie flotantă; 4 - etanşare mecanică; 5 - distribuitor frontal rotativ; 6 - placă de distribuţie fixă; 7 - distribuitor cu trei căi; 8 - carcasă rotativă; 9 - arbore de sincronizare a distribuitorului cu camele; 10 - rulment cu role cilindrice duble; 11 - traversă; 12 - colivie pentru bilele ghidajelor traversei; 13 - camă; 14 - piston mic; 15 - cilindru; 16-piston mare.

doilea caz, fiecărui flanc de camă îi corespunde o fereastră de distribuție; în scopul evitării şocurilor se utilizează fante de amortizare (la capacități mici) şi distribuție cu acoperire practic nulă (la capacități mari).

Capacitatea acestor motoare poate fi reglată în trepte. De exemplu, în cazul soluției din figura 7.30, pistoanele sunt duble, iar camerele de volum variabil pe care le formează împreună cu cilindrii corespunzători sunt conectate la racordurile exterioare în funcție de regimul de lucru.

Camerele mici, formate între pistoanele mici şi cele mari, sunt conectate permanent la distribuitorul rotativ; camerele mari, formate între pistoanele mari şi blocul cilindrilor, pot fi conectate fie la distribuitorul rotativ, fie la racordul de drenare T prin intermediul unor distribuitoare cu trei căi, comandate hidraulic din exteriorul motorului prin racordul X. Dacă presiunea de comandă este nulă, sub acțiunea arcurilor sertarele asigură conectarea camerelor mari la distribuitorul rotativ (fig. 7.31); datorită diferenței de arii, deşi sunt supuse aceleiaşi presiuni, pistoanele se deplasează solidar, capacitatea motorului fiind maximă. Dacă valoarea presiunii de comandă depăşeşte valoarea prescrisă prin comprimarea arcurilor (circa 20 bar), sertarele întrerup legătura dintre camerele mari şi distribuitorul rotativ, conectându-le la racordul de drenare al motorului; pistoanele mari sunt blocate în cilindrii lor datorită diferenței de presiune între racordul de admisie şi cel de drenare; pistoanele mici se deplasează în pistoanele mari, iar capacitatea motorului este minimă; sunt posibile astfel două regimuri de funcționare: lent şi rapid, raportul capacităților corespunzătoare este egal cu raportul ariilor pistoanelor (uzual 1 : 3,5). În figurile 7.32 şi 7.33 se prezintă cama şi distribuitorul hidromotorului R 3A.

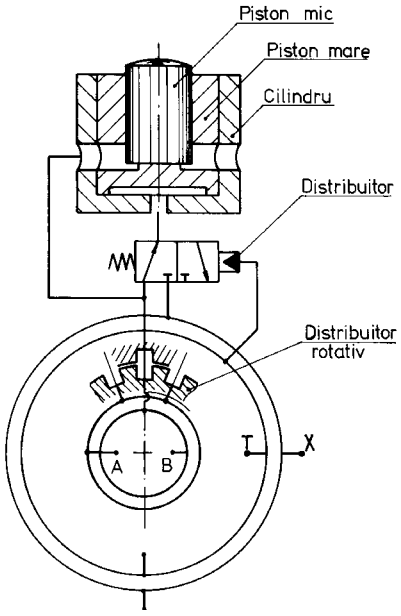


Fig. 7.31. Schema de principiu a motorului cu pistoane radiale cu două capacități.

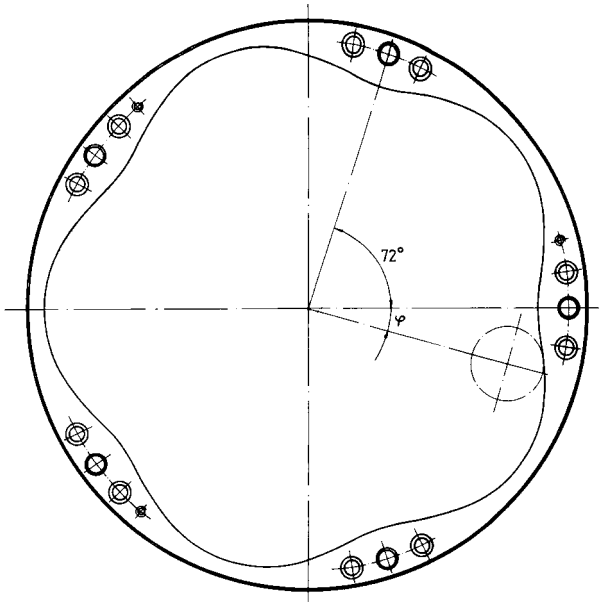


Fig. 7.32. Camă de hidromotor lent cu pistoane radiale.

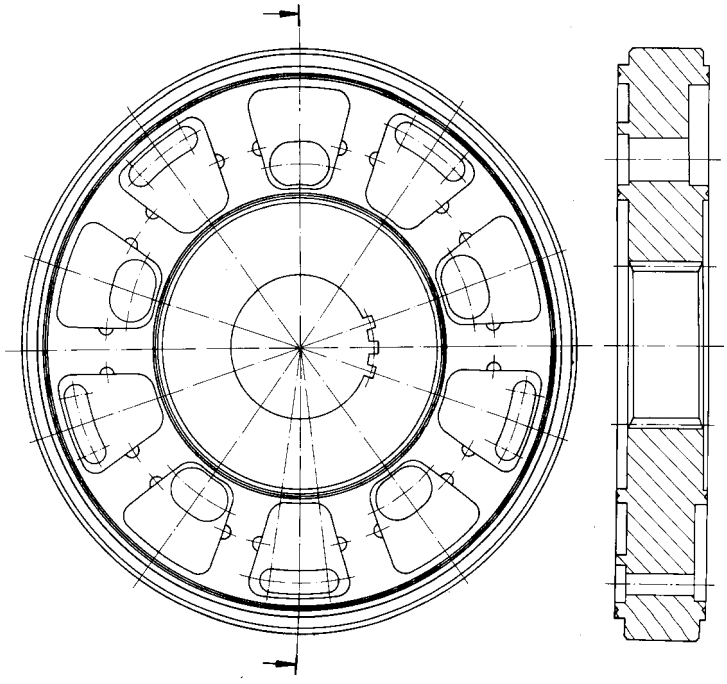


Fig. 7.33. Distribuitor frontal plan rotativ de hidromotor lent cu pistoane radiale.

Hidromotoarele lente cu pistoane radiale se construiesc pentru capacităţi cuprinse între 0,4 şi 125 l/rot; presiunea de funcţionare continuă este de 210…280 bar, iar cea maximă de 320…420 bar; în gama de capacităţi menţionată turaţia maximă variază între 350 şi 35 rot/min; momentul specific realizat este foarte mare (35…135 Nm/kg) dar puterea specifică este relativ redusă (0,5…1,0 kW/kg) şi costul ridicat; sunt utilizate îndeosebi ca roţi motoare pentru utilaje mobile grele, ca trolii, vinciuri etc.

Ca exemplu de performanţe se menţionează hidromotorul MR 125 fabricat în Rusia, având următoarele caracteristici: V = 125 l/rot; n_{max}= 37,8 rot/min; p_{max}= 320 bar; M_{max}= 583000 Nm; P_{max}= 2265 kW; m = 4320 kg; diametrul – 1160 mm; lungimea – 880 mm; η_{tmax}= 95%.

Motoarele lente cu pistoane axiale utilizează came frontale multiple cu profil sinusoidal pentru a transforma mişcarea axială a pistoanelor în mişcare de rotaţie a arborelui (fig. 7.34) sau a carcasei (fig. 7.35 - hidromotoare brevetate şi produse de firma CARON din Scoţia). În primul caz se întrebuinţează un distribuitor frontal dublu amplasat între două blocuri de cilindri; presiunea de contact necesară etanşării este asigurată atât de forţele de presiune pe fundul cilindrilor, cât şi de arcuri sprijinite pe inelele interioare ale rulmenţilor şi pe blocurile cilindrilor. A doua variantă constructivă, consacrată ca roată motoare, foloseşte un distribuitor cilindric fix (fig. 7.36) care serveşte şi la fixarea motorului de şasiul autovehiculului; blocarea axială a camelor prin inele de siguranţă descarcă rulmenţii de eforturi axiale, asigurând încărcarea acestora numai cu forţele de greutate corespunzătoare autovehiculului. Solicitarea radială admisibilă a motorului depinde de turaţie şi de poziţia forţei în raport cu un plan de referinţă perpendicular pe axa distribuitorului (fig. 7.37). Scurgerile depind şi de solicitarea radială (fig. 7.38).

Hidromotoarele lente cu pistoane axiale se execută pentru capacităţi mici (58…998 cm^3/rot), presiunea maximă de funcţionare continuă fiind de 140 bar, iar cea maximă intermitentă de 250 bar; au un moment specific mare (circa 76 Nm/kg) şi o turaţie minimă redusă (5..7 rot/min). În figura 7.39 este reprezentată diagrama universală a motorului MC 4 (CARON-Scoţia).

În figura 7.40 se prezintă o variantă proiectată de autori pentru utilajele mobile. Frezarea şi rectificarea camelor a fost realizată cu dispozitivul din figura 7.41,a proiectat de autori; la o rotaţie a arborelui de antrenare, arborele pe care se fixează cama în vederea prelucrării execută trei curse duble, corespunzătoare celor trei vârfuri ale camei. Orificiile de distribuţie ale blocului cilindrilor au fost executate cu dispozitivul din figura 7.41,b ce a fost adaptat unei maşini de găurit în coordonate.

Motorul realizat are performanţe similare celor produse de firma CARON.

Motoarele lente cu pistoane rotative utilizează de fapt angrenaje cu număr minim de dinţi (fig. 7.42); dacă lichidul furnizat de pompă pătrunde în racordul A, rotorul prevăzut cu dinte este obligat să se rotească în sens orar datorită diferenţei de presiune dintre racorduri; la trecerea din zona de admisie în cea de evacuare, dintele pătrunde într-o crestătură practicată în celălalt rotor; în acest moment, profilul crestăturii asigură scurgeri minime între racorduri; în rest,

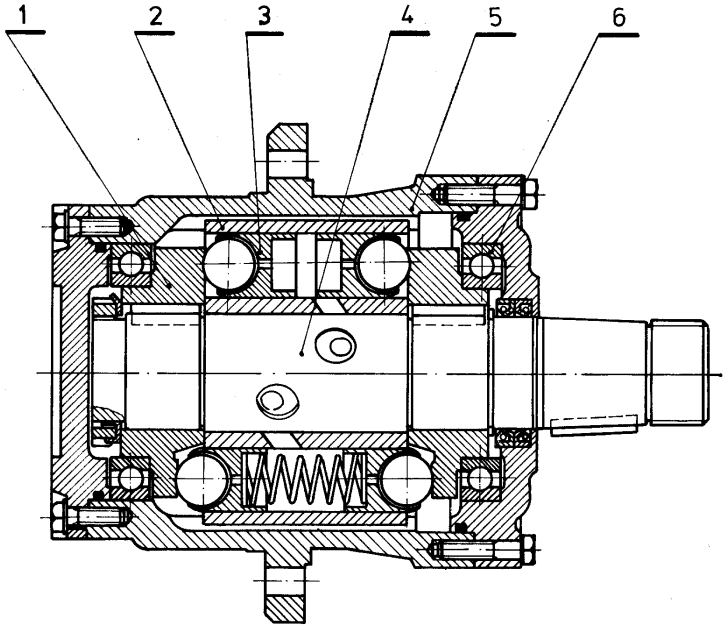


Fig. 7.34. Motor lent cu pistoane axiale şi distribuitor cilindric fix (CARON - Scoția):
1 - camă axială multiplă; 2 - blocul cilindrilor; 3 - piston cu lagăr hidrostatic;
4 - distribuitor cilindric fix; 5 - carcasă rotativă; 6 - rulment radial.

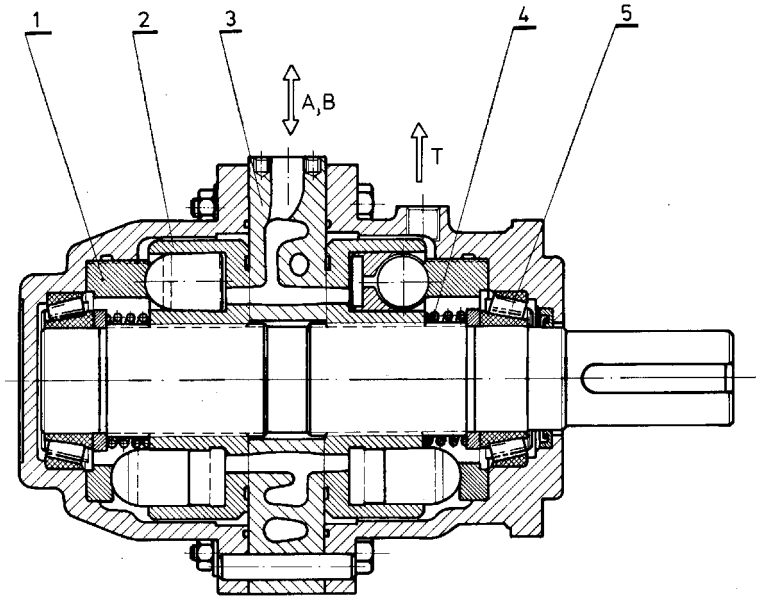


Fig. 7.35. Motor lent cu pistoane axiale şi distribuitor frontal plan (CARON - Scoția):
1 - camă axială multiplă; 2 - blocul cilindrilor; 3 - placă de distribuție;
4 - resort elicoidal; 5 - rulment radial-axial.

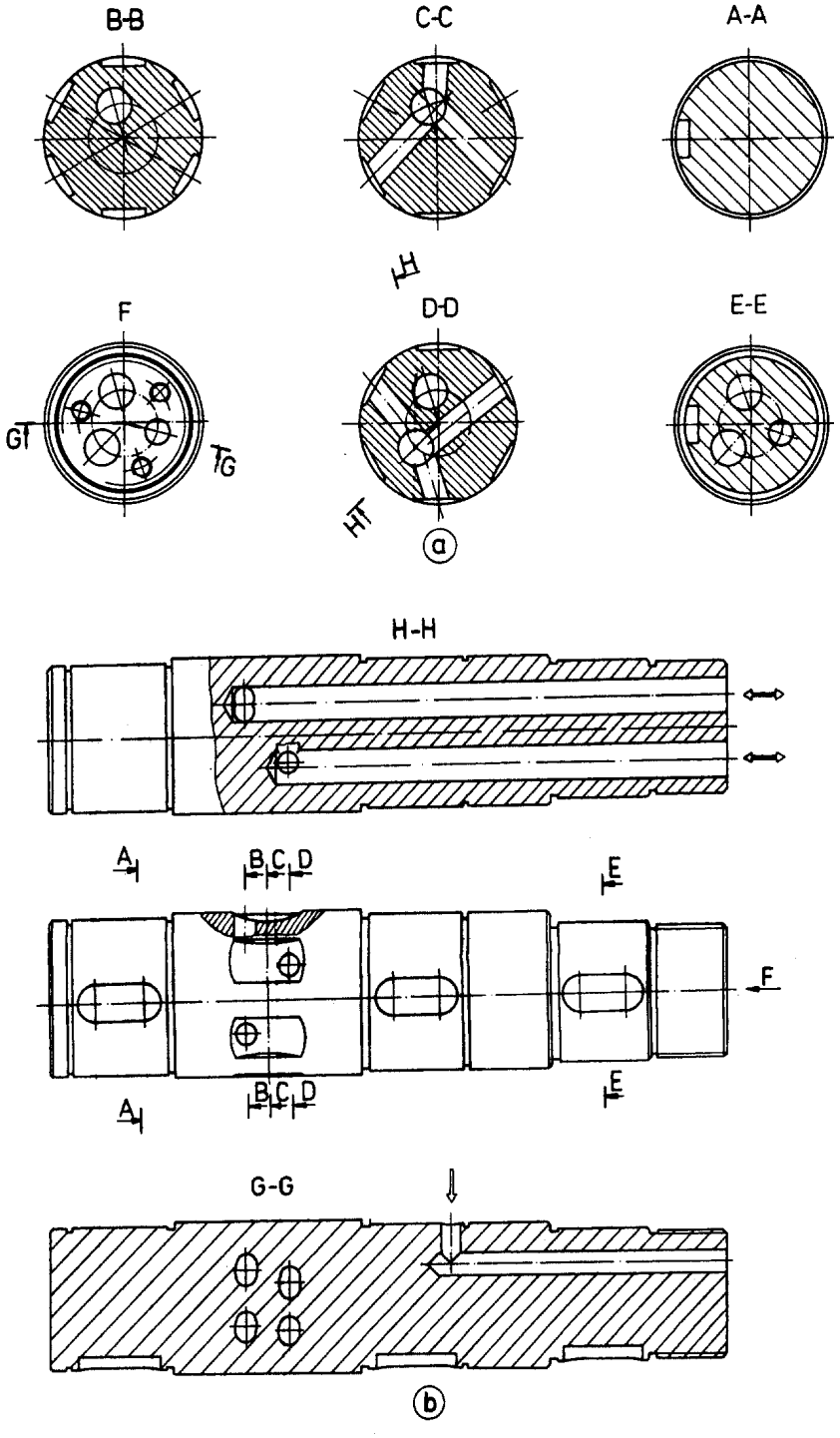


Fig. 7.36. Distribuitor cilindric fix pentru motor lent cu pistoane axiale:
a) secțiuni axiale; b) secțiuni axiale.

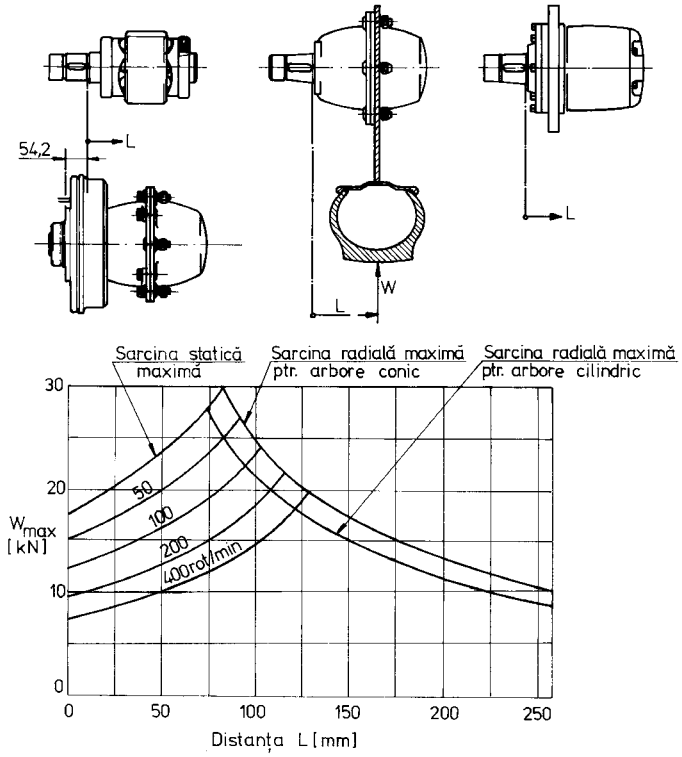


Fig. 7.37. Nomogramă de calcul a sarcinii radiale admisibile pentru motoarele lente cu pistoane axiale CARON (Scoția).

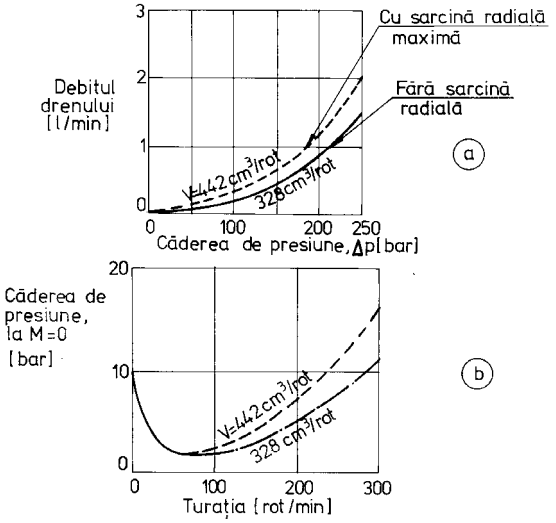


Fig. 7.38. Curbe caracteristice ale motoarelor cu pistoane axiale CARON (Scoția): a) debitul drenului în funcție de căderea de presiune; b) căderea de presiune necesară pentru mersul în gol, în funcție de turație.

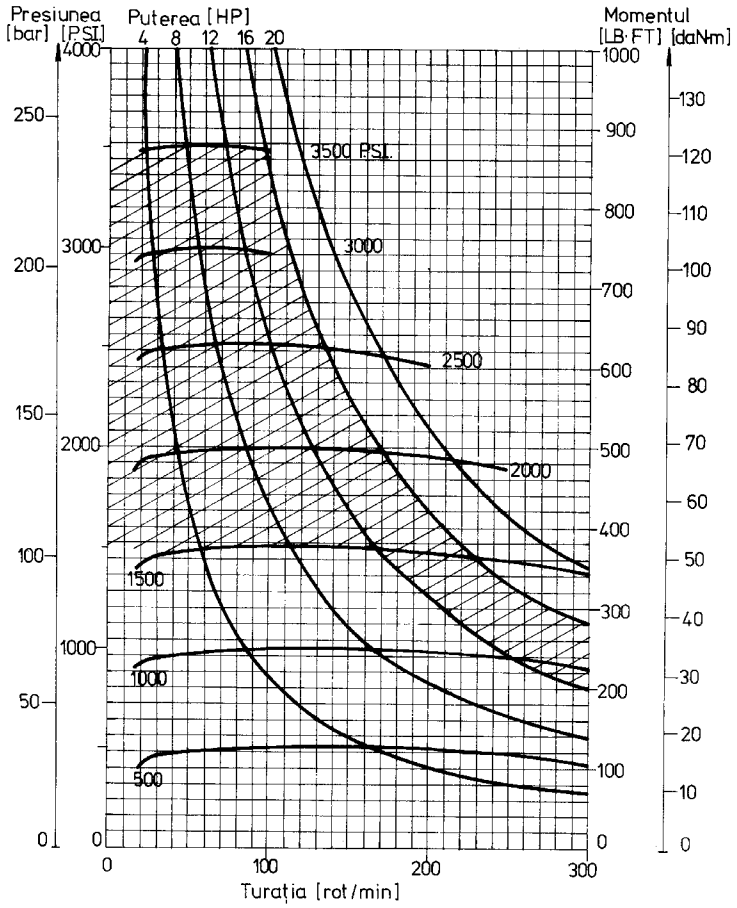


Fig. 7.39. Caracteristica universală a motorului MC4 (CARON - Scoția).

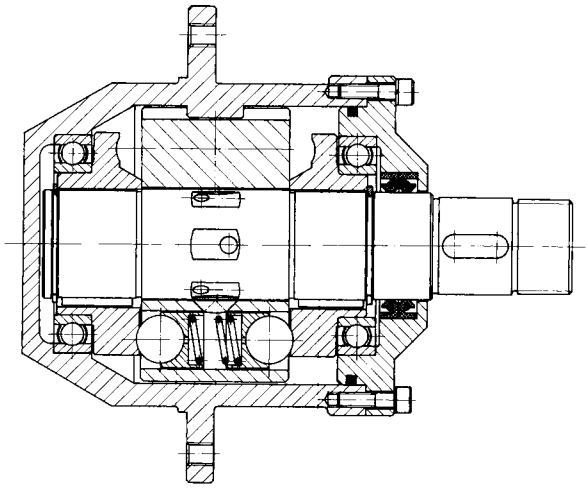


Fig. 7.40. Roată motoare lentă cu pistoane axiale pentru utilaje mobile.

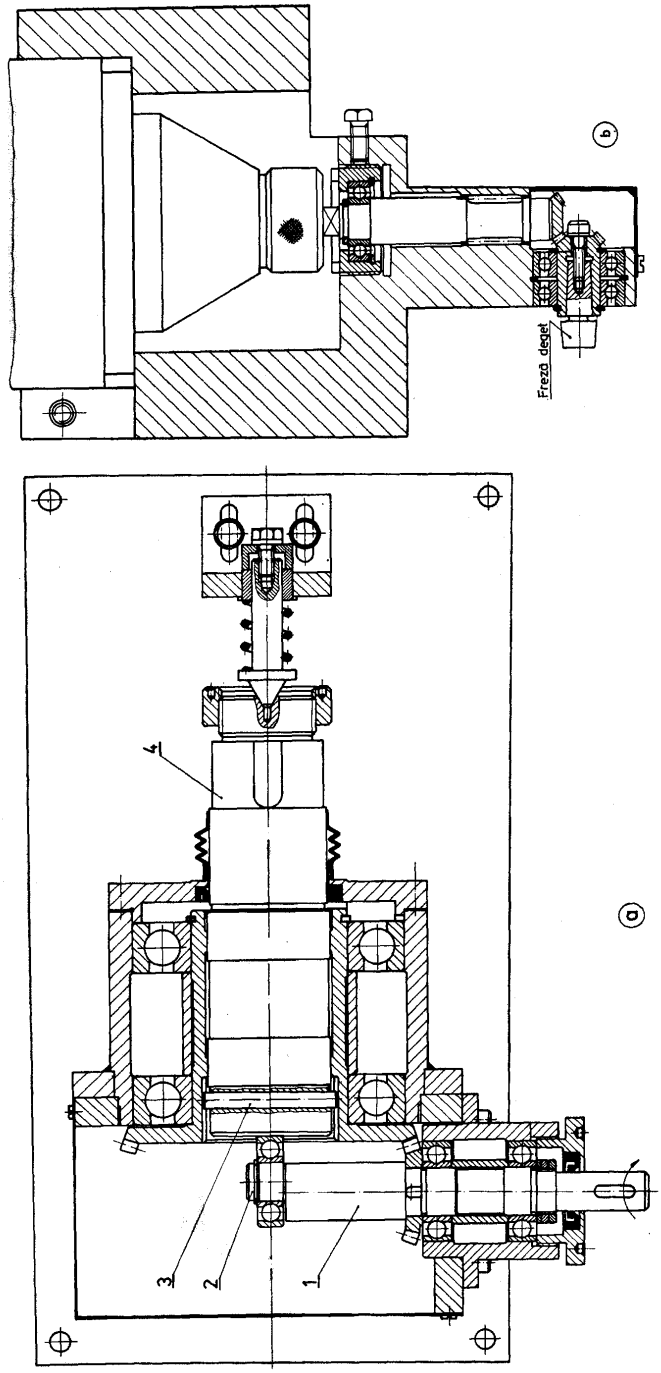


Fig. 7.41. Dispozitive pentru execuția motoarelor lente cu pistoane axiale:
a) dispozitiv de frezare şi rectificare a camelor: 1 - arbore conducător; 2 - coroană dințată; 3 - bolț; 4 - arbore port-camă; b) dispozitiv de găurire radială interioară.

etanşarea se face prin rostogolirea fără alunecare a rotoarelor unul pe celălalt, sincronizarea fiind realizată de un angrenaj cu dantură evolventică dreaptă (raport de transmisie 1:1). La debit constant viteza unghiulară a rotoarelor este constantă, deci momentul furnizat de motor nu are pulsaţii.

Continuitatea mişcării necesită o construcţie simetrică (fig. 7.43 - hidromotor produs de firma TYRONE HYDRAULICS din S.U.A.); rotoarele laterale (prevăzute cu dinţi) sunt active (supuse diferenţei de presiune dintre racorduri) numai o jumătate de rotaţie; la trecerea unui dinte prin crestătură nu este necesară o etanşare prin contact deoarece flancurile dintelui sunt solicitate de aceeaşi presiune.

Momentul poate fi mărit prin multiplicarea numărului de dinţi şi implicit a numărului de rotoare cu crestături. În cazul variantei din figura 7.44 (hidromotor Hartman) distribuţia se face prin canale axiale şi radiale practicate în rotorul central, raportul de transmisie al angrenajului fiind 2:1.

Elementele de etanşare mobile pot fi amplasate şi pe un singur rotor; de exemplu, la varianta din figura 7.45, produsă de firma DOWTY (Anglia), pistoanele (paletele) rotative sunt menţinute radial de o camă radială dublă (fig. 7.46) în cursul fazelor de admisie şi evacuare, fiind rotite cu circa 70^o numai când sunt echilibrate hidrostatic, adică în cursul trecerii prin zonele de etanşare dintre carcasă şi rotor; se evită astfel contactul dintre piesele aflate în mişcarea relativă, iar jocurile sunt menţinute la o valoare constantă; datorită solicitării simetrice rotorul este echilibrat hidrostatic şi poate prelua eforturi radiale mari; ambele randamente parţiale (volumic şi mecanic) au valori ridicate; $\eta_v \cong 96 - 98\%$, $\eta_m \cong 95\%$ deci $\eta_t \cong 90\%$ dar presiunea de funcţionare stabilă continuă este redusă (140 bar).

Motoarele cu pistoane rotative includ frecvent reductoare planetare, putând furniza momente mari (până la 300000 Nm) necesare, de exemplu, combinelor de foraj şi extracţie.

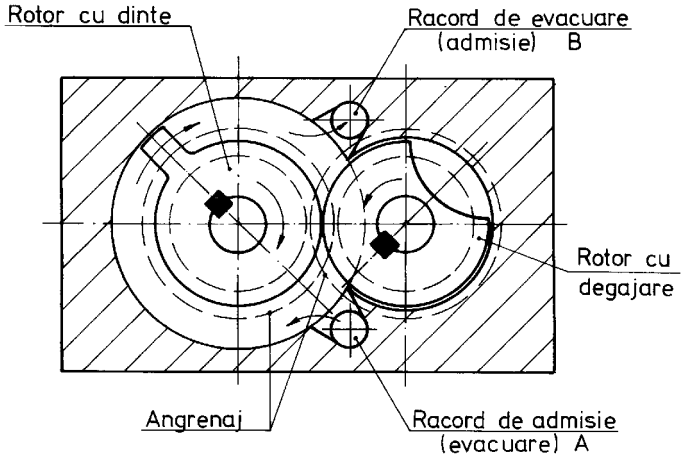


Fig. 7.42. Principiul de funcţionare al motoarelor lente cu două pistoane rotative.

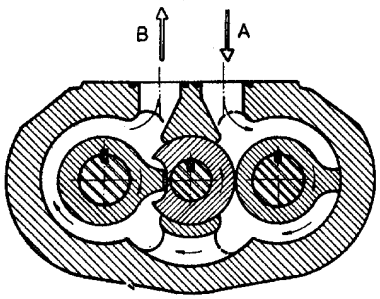


Fig. 7.43. Motor lent cu pistoane rotative (TYRONE HYDRAULICS - S.U.A.).

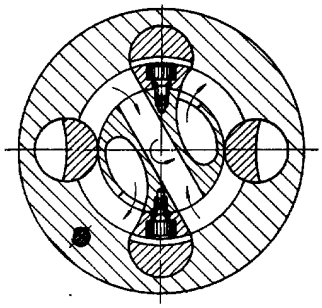


Fig. 7.44. Motor lent cu pistoane rotative (Hartman).

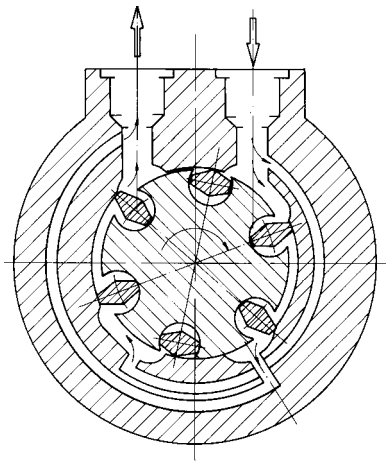


Fig. 7.45. Motor lent cu pistoane rotative (DOWTY - Anglia).

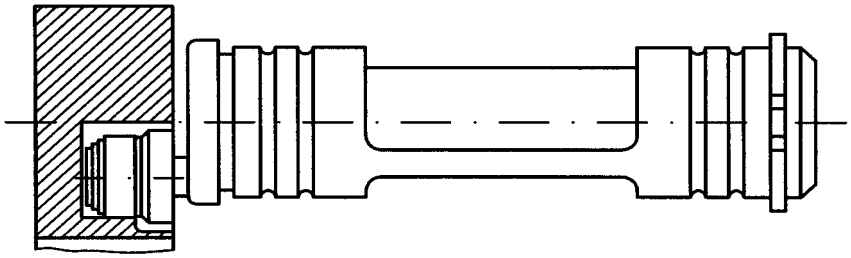


Fig 7.46. Subansamblu camă-piston rotativ (DOWTY - Anglia).

Motoarele orbitale transformă energia de presiune în energie mecanică printr-un angranj interior pericicloidal critic (fig. 7.47), a cărui roată exterioară este blocată (solidară cu carcasa); ansamblul se numeşte "gerotor".

Statorul are z_s dinți, iar rotorul are $z_r = z_s - 1$; uzual $z_s = 5, 7$ sau 9. Rotorul este supus continuu unei forțe de presiune excentrică față de axa instantanee de

rotație, sub acțiunea căreia se roteşte în stator; centrul (axa) rotorului execută o mişcare de rotație în jurul centrului (axei) statorului, în sens contrar mişcării rotorului, caracteristică datorită căreia hidromotorul se numeşte "orbital". Lichidul este admis sau evacuat din camerele de volum variabil formate între cele două roți ale angrenajului printr-un distribuitor rotativ, cilindric (fig. 7.48) sau frontal (fig. 7.49 şi 7.50) antrenat de rotor printr-un cuplaj dințat cu dantura sferică. Distribuitorul are $2 \cdot z_r$ ferestre conectate la două camere toroidale aflate în legătură cu racordurile.

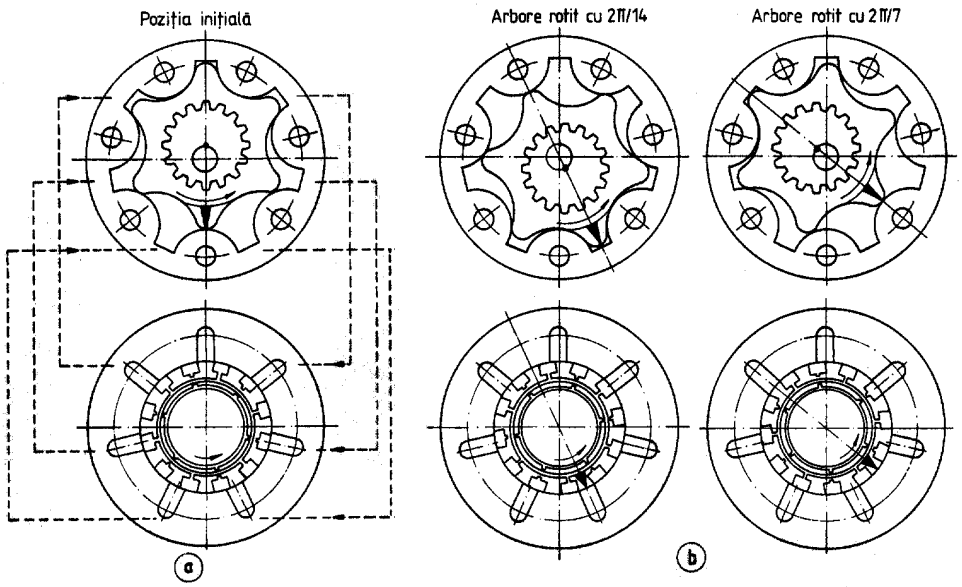


Fig. 7.47. Principiul de funcționare al hidromotorului orbital: a) racordarea ansamblului "gerotor" cu distribuitorul cilindric rotativ; b) faze caracteristice ale distribuției.

Volumul unei camere este maxim când doi dinți adiacenți ai rotorului sunt situați simetric față de doi dinți adiacenți ai statorului (fig. 7.51) şi este minim când un dinte al rotorului, pătrunde între doi dinți ai statorului. La o rotație completă a arborelui, fiecare dinte al rotorului pătrunde în toate camerele corespunzătoare fiecărei perechi de dinți statorici adiacenți, deci $V = z_s \cdot z_r \cdot (V_{max} - V_{min})$; astfel, capacitatea motorului este foarte mare, iar momentul furnizat este practic lipsit de pulsații.

Hidromotoarele orbitale sunt compacte: puterea specifică atinge 1,25 kW/kg, iar momentul maxim – 73 Nm/kg; turația minimă stabilă variază între 5 şi 10 rot/min, iar cea maximă – între 200 şi 800 rot/min în funcție de capacitate; presiunea nominală este limitată la 100…160 bar; randamentul maxim este relativ redus (60 - 85%); se uzează relativ repede şi necesită tehnologie complexă; sunt utilizate pentru acționări de uz general dar cea mai importantă aplicație este aparatul de servodirecție cu reacție hidrostatică cunoscut sub denumirea "Orbitrol".

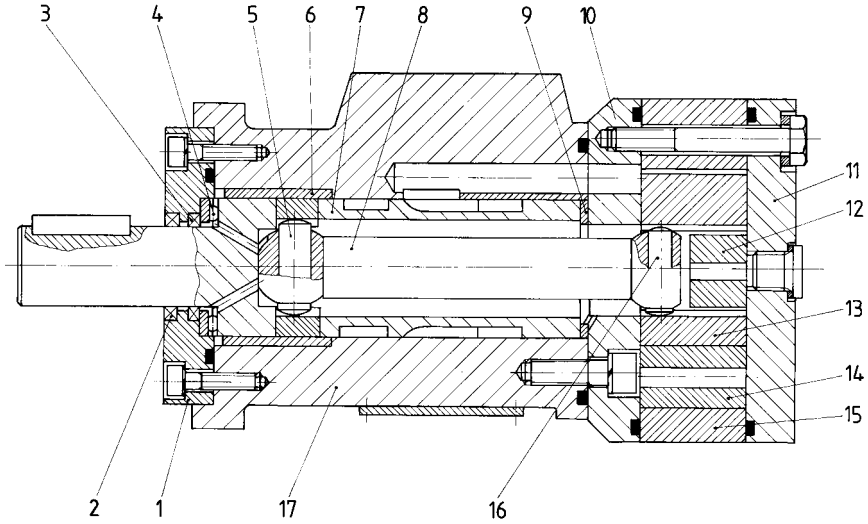


Fig. 7.48. Motor orbital cu distribuitor cilindric rotativ:
1 - capacul arborelui; 2, 3 - manşetă de rotaţie; 4 - rulment axial cu ace; 5 - bolţ; 6 - bucşă antifricţiune; 7 - distribuitor cilindric rotativ; 8 - arbore cardanic; 9 - distanţier; 10 - placă de distribuţie; 11 - capacul angrenajului; 12 - tampon; 13 - rotor; 14 - rolă cilindrică; 15 - stator; 16 - bolţ; 17 - carcasă.

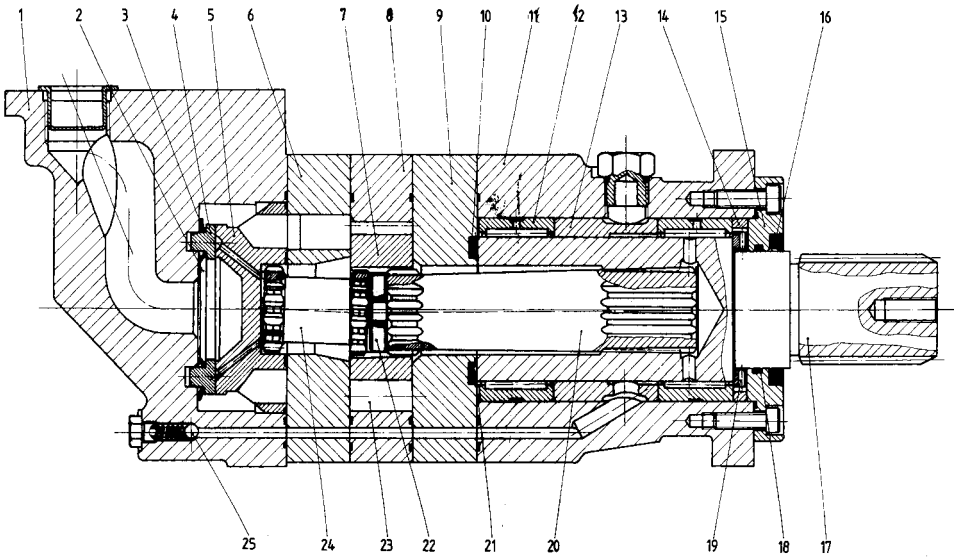


Fig. 7.49. Motor orbital cu distribuitor frontal plan (MD10-DANFOSS-Danemarca):
1 - capacul racordurilor; 2 - arc disc; 3- arc disc; 4 - placă de etanşare; 5- distribuitor rotativ plan; 6 - placă de distribuţie; 7 - rotor; 8 - stator; 9 - placă intermediară; 10 - rulment axial cu ace; 11 - carcasă; 12 - rulment radial cu ace; 13 - distanţier; 14 - inel; 15 - capacul arborelui; 16 - manşetă de rotaţie; 17 - arbore; 18 - etanşare compusă; 19 - rulment axial cu ace; 20 - arbore cardanic; 21 rulment axial; 22 - tampon; 23 - rolă; 24 - arbore cardanic; 25 - supapă de sens.

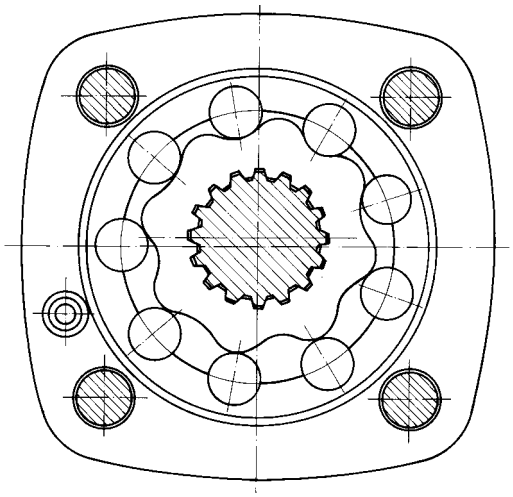


Fig. 7.50. Ansamblul "gerotor" al motorului MD10 (DANFOSS-Danemarca).

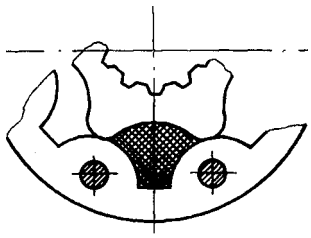


Fig. 7.51. Cameră de volum variabil într-un motor orbital.

7.5. RECOMANDĂRI PRIVIND ALEGEREA MOTOARELOR VOLUMICE

Principalele criterii în alegerea tipului optim de motor hidraulic volumic pentru o transmisie dată sunt:

a) turația maximă de funcționare continuă;
b) turația minimă de funcționare continuă;
c) puterea specifică (kW/kg);
d) momentul specific (Nm/kg);
e) presiunea de pornire în gol;
f) momentul de demaraj.

Performanțele dinamice ale motoarelor depind în mare măsură de raportul dintre momentul de demaraj şi momentul de inerție al părților mobile redus la arbore.

Cea mai importantă caracteristică a motoarelor volumice este capacitatea lor de a funcționa stabil la turații reduse.

Dacă turația maximă de funcționare continuă este mai mare de 500 rot/min se utilizează motoare rapide cu pistoane rotative, roți dințate şi palete culisante.

Dacă primează randamentul se preferă motoare cu pistoane rotative, motoarele cu angrenaje fiind utilizate îndeosebi în acționarea continuă a unor maşini de lucru (pompe, ventilatoare, suflante).

La turații maxime scăzute se utilizează motoare lente şi semirapide. La momente mari se utilizează motoare lente cu pistoane radiale.

Motoarele lente cu angrenaje se utilizează la momente mici şi medii.

Există posibilitatea antrenării lente a sarcinilor mari prin motoreductoare formate din motoare rapide şi reductoare de turație (de obicei planetare).

Această soluție este mai puțin fiabilă decât cea a motoarelor lente, dar este preferată în cazul unei fabricații de serie mare de motoare rapide.

Dacă se impun performanțe dinamice deosebite (timpi de accelerare şi de frânare foarte mici) se recomandă motoare cu pistoane rotative axiale.

8

ANALIZA PERFORMANȚELOR MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE ROTATIVE ÎN REGIM STAȚIONAR

8.1. RANDAMENTELE MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE ROTATIVE

Parametrii fundamentali care descriu funcționarea maşinilor hidraulice volumice în regim staționar sunt: momentul, turația, debitul şi variația presiunii între racorduri. Prezentul capitol este consacrat analizei relațiilor dintre aceşti parametri, relații numite "caracteristici de regim staționar" şi determinării lor experimentale. Se prezintă de asemenea o analiză a influenței frecării fluide, tipică pentru aceste maşini, asupra performanțelor de regim staționar.

Momentul M_p necesar pentru antrenarea unei pompe volumice la turație constantă are patru componente:

$$M_p = M_t + M_r + M_f + M_c \tag{8.1}$$

Momentul teoretic, M_t, corespunde suprapresiunii $\Delta p_p = p_2 - p_1$ şi dimensiunilor pompei. Momentul M_r este necesar pentru învingerea viscozității lichidului din jocurile existente între părțile mobile şi cele fixe. Momentul M_f corespunde frecării mecanice şi este proporțional cu suprapresiunea; el este generat de elementele de etanşare, dacă forțele care asigură etanşarea sunt proporționale cu presiunea, precum şi de lagărele solicitate proporțional cu presiunea. Momentul M_c este independent de turație şi presiune, fiind determinat uzual de elementele de etanşare.

În cazul motorului,

$$M_m = M_t - M_r - M_f - M_c \tag{8.2}$$

Debitul volumic real, Q_p , refulat de o pompă are trei componente:

$$Q_p = Q_t - Q_s - Q_c \tag{8.3}$$

Debitul teoretic, Q_t depinde de turația de antrenarre şi de dimensiunile (capacitatea) pompei. Diferențele de presiune dintre racorduri şi cele dintre racorduri şi carcasă determină debitul pierderilor volumice, Q_s. Gazele şi vaporii antrenați sau degajați prin cavitație micşorează debitul real cu Q_c. Pentru motor,

$$Q_m = Q_t + Q_s + Q_c \tag{8.4}$$

şi $\Delta p_m = p_2 - p_1$.

Dacă presiunile celor două racorduri sunt considerabil mai mari decât presiunea carcasei, scurgerile dintre camere şi carcasă se realizează datorită unor diferenţe de presiune inegale. Această situaţie apare, de exemplu, la pompele supraalimentate şi la motoarele a căror turaţie este reglată cu servovalve sau cu drosele amplasate pe traseele de evacuare. În raţionamentele care urmează se admite că suprapresiunea unuia dintre racorduri este practic nulă.

Se pot defini următoarele randamente:

a) Randamentul volumic,

$$\eta_{vp} = \frac{Q_p}{Q_t} = \frac{Q_t - Q_s - Q_c}{Q_t} \tag{8.5}$$

$$\eta_{vp} = \frac{Q_t}{Q_m} = \frac{Q_t}{Q_t + Q_s + Q_c} \tag{8.6}$$

Dacă maşina este proiectată şi exploatată corect, pierderile prin cavitaţie sunt neglijabile, iar termenul Q_c este nul.

b) Randamentul mecanic,

$$\eta_{mp} = \frac{M_t}{M_p} = \frac{M_t}{M_t + M_r + M_f + M_c} \tag{8.7}$$

$$\eta_{mm} = \frac{M_m}{M_t} = \frac{M_t - M_r - M_f - M_c}{M_t} \tag{8.8}$$

c) Randamentul total,

$$\eta_t = \frac{P_e}{P_i} \tag{8.9}$$

P_e fiind puterea produsă, iar P_i – puterea consumată (pompă sau motor). Pentru o maşină ideală, $\eta = 1$, deci

$$M_t \cdot \omega = \Delta p \cdot Q_t \tag{8.10}$$

sau

$$M_t = \frac{\Delta p}{2\pi} \cdot \frac{Q_t}{n} \tag{8.11}$$

Mărimea

$$V = \frac{Q_t}{n} \quad \left[m^3 / rot\right] \tag{8.12}$$

definită anterior, reprezintă volumul de lichid care parcurge maşina la o rotaţie completă a arborelui, la suprapresiune nulă, şi se numeşte "volumul geometric de lucru" sau "capacitatea" maşinii. Mărimea

$$D = \frac{V}{2\pi} \quad \left[m^3 / rad\right] \tag{8.13}$$

reprezintă volumul de lichid care parcurge maşina la o rotaţie a arborelui cu un radian şi în literatură are aceeaşi denumire ca şi V. Relaţia (8.10) devine

$$M_t = D \cdot \Delta p \tag{8.14}$$

iar

$$Q_t = D \cdot \omega \tag{8.15}$$

Aceste relaţii definesc complet o maşină hidraulică volumică rotativă ideală, singurul parametru necesar pentru a determina momentul şi debitul acesteia fiind capacitatea.

Pentru pompă, $P_e = \Delta p \cdot Q$ şi $P_i = M \cdot \omega$, astfel că

$$\eta_p = \frac{\Delta p \cdot \eta_{vp} \cdot Q_t}{\underline{2\pi \cdot n \cdot M_t}} = \eta_{vp} \cdot \eta_{mp} \frac{\Delta p \cdot Q_t}{\omega \cdot M_t} = \eta_{vp} \cdot \eta_{mp} \tag{8.16}$$
$$\eta_{mp}$$

Pentru motor, $P_e = M \cdot \omega$, iar $P_i = \Delta p \cdot Q$, deci

$$\eta_m = \frac{\eta_{mm} \cdot M_t \cdot \omega}{\underline{\Delta p \cdot Q_t}} = \eta_{vm} \cdot \eta_{mm} \frac{M_t \cdot \omega}{\Delta p \cdot Q_t} = \eta_{vm} \cdot \eta_{mm} \tag{8.17}$$
$$\eta_{vm}$$

8.2. SIMILITUDINEA MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE ROTATIVE

Termenii corespunzători pierderilor din expresiile debitului şi momentului pot fi exprimaţi în funcţie de caracteristicile fizice ale maşinilor utilizând coeficienţi adimensionali.

Jocurile h care separă spaţiile de înaltă presiune de cele de joasă presiune sunt intenţionat mai mici, astfel că scurgerile au un caracter laminar şi pot fi schematizate prin mişcarea între două plăci plane paralele de lungime l şi lăţime b. Neglijând mişcarea relativă a plăcilor,

$$Q_s = \frac{b \cdot h^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot l \cdot \eta} \tag{8.18}$$

Se consideră o serie de maşini hidraulice volumice rotative geometric asemenea. Toate dimensiunile unei maşini sunt proporționale cu o dimensiune caracteristică A, deci capacitatea sa poate fi exprimată sub forma $D = CA^3$. Se defineşte "coeficientul de alunecare" c_s astfel încât

$$Q_s = \frac{c_s \cdot 2\pi \cdot D \cdot \Delta p}{\eta} \tag{8.19}$$

deci

$$c_s = \frac{Q_s}{\frac{2\pi \cdot D \cdot \Delta p}{\eta}} = \frac{1}{24\pi} \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{h^3}{C \cdot A^3} = K\left(\frac{h}{A}\right)^3 \tag{8.20}$$

K fiind o constantă deoarece mărimile b/l şi C au aceeaşi valoare pentru maşinile geometric asemenea.

Se constată că c_s variază cu puterea a treia a jocului relativ, deci depinde foarte mult de precizia execuției.

Expresia coeficientului de alunecare corespunde unei traiectorii echivalente a lichidului. În maşinile reale există diferite traiectorii de scurgeri, dar caracteristicile acestora sunt similare, ceea ce justifică relația (8.19).

Pentru o serie de maşini geometric asemena executate cu aceleaşi mijloace tehnologice, este posibil ca jocul relativ şi coeficientul de alunecare să scadă la crreşterea capacității.

Expresia debitului (8.3) devine

$$Q_p = 2\pi \cdot n \cdot D_p - \frac{2\pi \cdot D_p \cdot c_s \cdot \Delta p}{\eta} \tag{8.21}$$

În cazul motorului,

$$Q_p = 2\pi \cdot n \cdot D_m + \frac{2\pi \cdot D_m \cdot c_s \cdot \Delta p}{\eta}$$

Aceste relații se bazează pe ipoteza că jocurile nu variază în raport cu turația şi presiunea, deşi astfel de variații sunt inevitabile. La unele tipuri de maşini volumice, de exemplu cu palete, scurgerile dominante pot fi de tip turbulent, deoarece raportul lungime/înalțime al interstițiului format între paletă şi camă este mic, deci $Q_S \approx \sqrt{\Delta p}$.

Efortul tangențial care trebuie învins pentru a asigura deplasarea relativă a celor două plăci plane considerate în schema scurgerilor este $\tau = \eta \cdot v_0/h$. Placa mobilă este frânată de forța $F = \eta \cdot v_0 \cdot b \cdot l/h$. Dacă aceasta se află (convențional) la raza r față de axa de rotație, creează un moment rezistent $M_r = \eta \cdot v_0 \cdot b \cdot l \cdot r/h$. Pentru $v_0 = 2\pi \cdot n \cdot r$, $M_r = 2\pi \cdot \eta \cdot n \cdot r^2 \cdot b \cdot l/h$, deci $M_r \approx n \cdot \eta \cdot A^4/h$.

Se defineşte coeficientul de rezistență vâscoasă c_r, astfel ca

$$M_r = c_r \cdot n \cdot \eta \cdot D \tag{8.22}$$

deci

$$c_r = \frac{M_r}{n \cdot \eta \cdot D} \approx \frac{A}{h} \tag{8.23}$$

Se constată că influenţa variaţiei jocurilor în funcţie de presiune sau turaţie este mai mică decât în cazul scurgerilor.

Cercetările experimentale efectuate asupra maşinilor hidraulice volumice rotative care au un racord la suprapresiune practic nulă au evidenţiat existenţa unei componente a momentului de frecare proporţională cu Δp,

$$M_f = c_f \cdot D \cdot \Delta p \tag{8.24}$$

c_f fiind un coeficient adimensional, definit ca raportul dintre momentul de frecare şi cel ideal. Acest coeficient diferă de la o maşină la alta a unei serii de maşini geometric asemenea. Valorile mari ale lui c_f indică o ungere insuficientă, deci o uzură rapidă.

Momentul necesar pentru a acţiona o pompă volumică este

$$M_p = D \cdot \Delta p + c_r \cdot n \cdot \eta \cdot D + c_f \cdot D \cdot \Delta p + M_c \tag{8.25}$$

Momentul furnizat de un motor volumic este

$$M_m = D \cdot \Delta p - c_r \cdot n \cdot \eta \cdot D - c_f \cdot D \cdot \Delta p - M_c$$

În numeroase aplicaţii presiunile ambelor racorduri ale maşinii au valori ridicate. Se constată experimental că, pentru maşinile cu pistoane sau palete, momentul M_c creşte repede în funcţie de presiunea medie a racordurilor.

Randamentele definite anterior pot fi exprimate cu ajutorul coeficienţilor de performanţă adimensionali. În cazul pompelor,

$$\eta_{vp} = 1 - c_s \frac{\Delta p}{n \cdot \eta} - \frac{Q_c}{2\pi \cdot n \cdot D} \tag{8.26}$$

$$\eta_{mp} = \frac{1}{1 + c_r \dfrac{n \cdot \eta}{\Delta p} + c_f + \dfrac{M_c}{D \cdot \Delta p}} \tag{8.27}$$

Dacă Q_c şi M_c sunt neglijabili,

$$\eta_{tp} = \frac{1 - c_s \dfrac{\Delta p}{n \cdot \eta}}{1 + c_r \dfrac{n \cdot \eta}{\Delta p} + c_f} \tag{8.28}$$

deci randamentul total al maşinilor geometric asemenea depinde numai de patru parametri: c_s, c_r, c_f, şi $\eta \cdot n/\Delta p$. Dacă jocurile variază în funcţie de turaţie şi presiune, expresia randamentului se complică.

Aceste rezultate pot fi regăsite cu ajutorul analizei dimensionale, exprimând randamentul total ca o funcţie de turaţie, diferenţa de presiune dintre racordurile energetice, viscozitatea lichidului vehiculat, dimensiunea caracterisică A şi un joc caracteristic h:

$$\eta_t = f_1(n, \Delta p, \eta, h, A) \tag{8.29}$$

Densitatea este omisă din această relaţie deoarece nu afectează nici scurgerile, nici eforturile tangenţiale (dacă scurgerile sunt laminare). Deoarece sunt implicate şase variabile şi sunt disponibile numai trei mărimi fundamentale, în conformitate cu teorema pi (Buckingham), fenomenul analizat depinde numai de trei parametri adimensionali care pot fi determinaţi utilizând principiul omogenităţii formulelor.

Un sistem convenabil de parametri este

$$\Pi_1 = \frac{n \cdot \eta}{\Delta p}; \quad \Pi_2 = \frac{h}{A}; \quad \Pi_3 = \eta_t$$

deci

$$\Pi_3 = f_2(\Pi_1, \Pi_2)$$

sau

$$\eta_t = f\left(\frac{n \cdot \eta}{\Delta p}, \frac{h}{A}\right) \tag{8.30}$$

Pentru o maşină dată, randamentul total poate fi optimizat în funcţie de parametrul adimensional Π_1. În cazul pompei,

$$\frac{d\eta_{tp}}{d\Pi_1} = \frac{\frac{c_s}{\Pi_1^2}}{1 + c_r \cdot \Pi_1 + c_f} - \frac{c_r\left(1 - \frac{c_s}{\Pi_1}\right)}{(1 + c_r \cdot \Pi_1 + c_f)^2} = 0$$

Valoarea optimă a lui Π_1 este

$$\Pi_{1opt} = c_s\left(1 + \sqrt{1 + \frac{1 + c_f}{c_s \cdot c_r}}\right) \tag{8.31}$$

iar randamentul maxim devine

$$\eta_{tp\,max} = \frac{1}{1 + c_f + 2c_r \cdot \Pi_{1\,opt}} \tag{8.32}$$

Se constată că randamentul maxim depinde numai de produsul $c_s \cdot c_r$ şi de coeficientul c_f.

Se poate studia în continuare efectul variaţiei jocului asupra valorii randamentului maxim. Dacă se neglijează într-o primă aproximaţie coeficientul c_f,

$$\eta_{tp\,max} = \frac{1}{1 + 2c_s \cdot c_r\left(1 + \sqrt{1 + \frac{1}{c_s \cdot c_r}}\right)}$$

Se admite că c_{s0} şi c_{r0} sunt valori de referinţă şi că jocul h variază în raport cu h_0. Se notează $R = h/h_0$ jocul relativ. Din relaţia (8.20) rezultă $c_s = (h/H_0)^3 \cdot c_{s0} = R^3 \cdot c_{s0}$, iar din relaţia (8.23) se obţine:

$$c_r = \frac{h_0}{h} c_{r0} = \frac{c_{r0}}{R}$$

Randamentul maxim devine

$$\eta_{tp\,max} = \frac{1}{1 + 2c_{s0} \cdot c_{r0} \cdot R^2\left(1 + \sqrt{1 + \frac{1}{c_{s0} \cdot c_{r0} \cdot R^2}}\right)}$$

Pentru maşinile cu pistoane axiale valorile tipice ale coeficienţilor de referinţă sunt $c_{s0} = 5 \cdot 10^{-7}$ şi $c_{r0} = 10^5$, deci

$$\eta_{tp\,max} = \frac{1}{1 + 0{,}1 \cdot R^2\left(1 + \sqrt{1 + \frac{20}{R^2}}\right)} \tag{8.33}$$

iar valoarea optimă a parametrului Π_1 este

$$\Pi_{1\,opt} = c_{s0} \cdot R^2\left(1 + \sqrt{1 + \frac{20}{R^2}}\right) \tag{8.34}$$

Aceste relaţii sunt valabile pentru variaţii reduse ale jocurilor. Jocul minim este impus de tehnologia disponibilă şi de mărimea caracteristică a particulelor contaminante din lichidul vehiculat. În figura 8.1 se prezintă variaţia randamentului pompei pentru diferite valori ale jocului relativ, iar în figurile 8.2 şi 8.3 se indică efectul variaţiei coeficientului c_f asupra randamentului maxim. Valorile caracteristice sunt cuprinse între 0,04 şi 0,10. Valoarea uzuală este de 0,07 atât pentru pompe cât şi pentru motoare.

Determinarea experimentală a coeficienţilor de performanţă trebuie făcută în condiţii tehnice deosebite. Se măsoară următoarele mărimi: Q, Δp, M, n, η. În cazul pompei se antrenează maşina la turaţie variabilă în absenţa cavitaţiei,

menținându-se constante Δp şi η (fig. 8.4). Se reprezintă curba debitului pompei pentru suprapresiune nulă; aceasta este o dreaptă de pantă D_p. Se prelungesc prin continuitate curbele corespunzătoare diferitelor valori ale suprapresiunii până la axa debitului, rezultând debitele de scurgeri la turație nulă. Se reprezintă curba debitului $Q_s(\Delta p)|_{n=0}$ ca în figura 8.5. Conform relației (8.19), panta acestei curbe este $2\pi \cdot cs \cdot D_p \cdot p/\eta$, ceea ce permite determinarea coeficientului de alunecare, c_s.

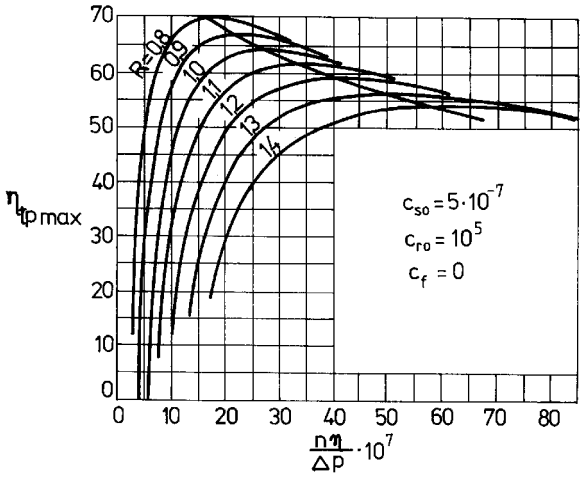


Fig. 8.1. Variația randamentului total maxim al unei pompe volumice în funcție de parametrul adimensional $n\cdot\eta/\Delta p$, pentru diferite valori ale jocului relativ.

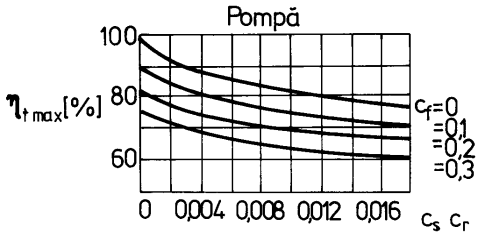


Fig. 8.2. Variația randamentului total maxim al unei pompe volumice în funcție de produsul $c_s \cdot c_r$, pentru diferite valori ale coeficientului c_f.

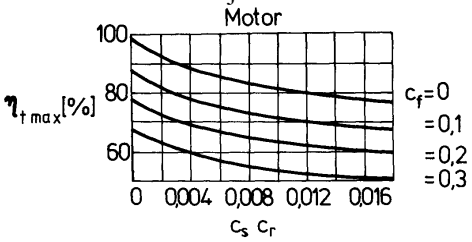


Fig. 8.3. Variația randamentului total maxim al unui motor volumic în funcție de produsul $c_s \cdot c_r$, pentru diferite valori ale coeficientului c_f.

Se reprezintă apoi variația momentului de antrenare în funcție de turație la suprapresiune constantă şi se extrapolează curbele obținute la turație nulă (fig. 8.6). Din relația (8.25) rezultă

$$M_0 = D_p(c_f + 1)\Delta p + M_c$$

Se reprezintă curba $M_0(\Delta p)$, a cărei ordonată la origine este M_c (fig 8.7). Panta acestuia fiind $D_p(c_f + 1)$, este posibilă determinarea coeficientului c_f. Panta unei curbe $M(n)|_{\Delta p = const.}$ este $dM/dn = c_r \cdot \eta \cdot D_p$.

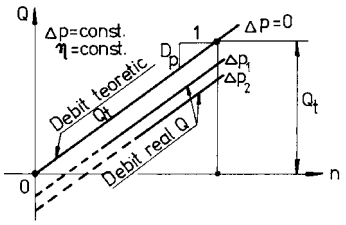


Fig. 8.4. Variaţia debitului unei pompe volumice în funcţie de turaţie la presiune constantă şi viscozitate constantă.

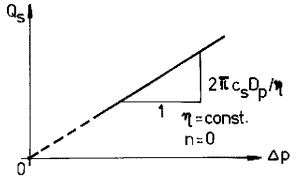


Figura 8.5. Variaţia debitului de scurgeri al unei pompe în funcţie de presiune, la turaţie nulă şi viscozitate constantă.

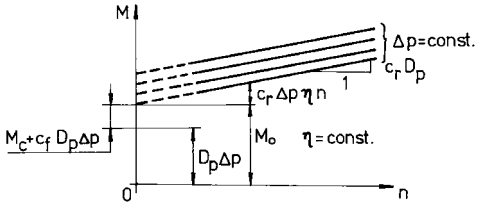


Fig. 8.6. Variaţia momentului de antrenare al unei pompe volumice în funcţie de turaţie, la presiune constantă şi viscozitate constantă.

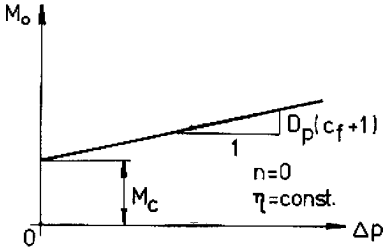


Fig. 8.7. Variaţia momentului de antrenare al unei pompe volumice în funcţie de presiune, la turaţie nulă şi viscozitate constantă.

Determinarea coeficienţilor de performanţă face posibilă predeterminarea randamentului pentru orice valori ale turaţiei, suprapresiunii şi viscozităţii lichidului vehiculat. Pentru o maşină nouă se poate evalua calitatea execuţiei, iar pentru una utilizată – gradul de uzură.

Aplicaţia 8.1. Calculul unui lagăr termohidrodinamic plan

Ipotezele simplificatoare utilizate pentru analiza comportării maşinilor volumice rotative în regim staţionar pot genera erori importante, inadmisibile în practică. Neglijarea frecării uscate, a pierderilor de debit cavitaţionale, a variaţiei jocurilor în funcţie de capacitate, turaţie şi presiune nu poate fi justificată decât prin avantajele de ordin matematic pe care le oferă. Cercetările experimentale întreprinse asupra coeficienţilor de performanţă ai maşinilor volumice au evidenţiat o concordanţă redusă între performanţele reale şi cele predeterminate cu relaţii teoretice. Corectarea acestora necesită o analiză aprofundată a fenomenelor mecanice, hidraulice şi termice caracteristice maşinilor volumice rotative. În acest sens, se prezintă ca exemplu o analiză a frecării fluide care apare între elementele

tipice ale acestor maşini, asimilabile cu plăci plane paralele în mişcare relativă: blocul cilindrilor şi distribuitorul frontal plan (la pompele cu pistoane axiale), roţile dinţate şi capacele carcasei (la pompele cu angrenaje) etc. Astfel de elemente formează lagăre cu suprafeţe paralele, a căror portanţă poate fi calculată numai ţinând seama de fenomenele termice care însoţesc curgerea lubrifiantului.

Lucrul mecanic efectuat asupra lichidului aflat între două suprafeţe în mişcare relativă provoacă încălzirea lubrifiantului, deci dilatarea acestuia şi apariţia unui câmp de presiune care asigură portanţa suprafeţei mobile. Creşterea temperaturii lichidului în cursul parcurgerii lagărului are un efect similar "penei hidrodinamice" specifice lagărelor cu suprafeţe înclinate, astfel că fenomenul analizat este numit "pană termică". În scopul deducerii parametrilor acestuia se fac următoarele ipoteze:

a) geometria lagărului este ideală (fig. A.8.1-1); suprafeţele adiacente (patina şi segmentul) sunt paralele şi netede, iar patina se deplasează în planul său cu viteza constantă $\overrightarrow{V_0}$; sistemul de referinţă este solidar cu segmentul;

b) nu există efecte laterale sau de capăt; această ipoteză este justificată de grosimea redusă a filmului de lubrifiant, h, faţă de lăţimea lagărului, b şi de lungimea acestuia, l;

c) lichidul este newtonian şi proprietăţile sale sunt independente de y şi z;

d) curgerea lichidului este permanentă şi laminară, liniile de curent fiind paralele cu axa Ox, deci p = p(x).

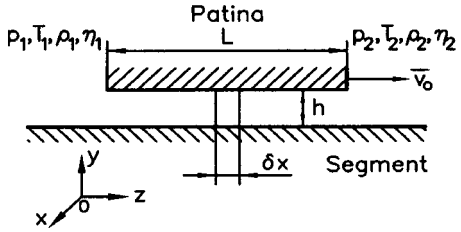


Fig. A.8.1-1. Geometria unui lagăr termohidraulic plan.

Curgerea reală este considerată ca o rezultantă a trei curgeri independente, care pot fi studiate separat:

- curgerea determinată de mişcarea patinei;
- curgerea provocată de diferenţa statică de presiune aplicată (eventual) între cele două capete ale segmentului;
- curgerea corespunzătoare dilatării termice a lichidului.

Câmpurile de viteze şi presiuni ale acestor mişcări sunt prezentate calitativ în figura A.8.1-2. În numeroase cazuri practice, diferenţa statică de presiune este atât de mare încât curgerea sub presiune este dominantă, dar considerarea acestei curgeri complică considerabil analiza. În scopul evidenţierii efectului curgerii "termice", se admite că la capetele segmentului presiunea este practic nulă, deci gradientul de presiune dp/dx este generat numai de încălzirea lichidului (ipoteza e).

Se consideră un domeniu elementar de lichid, de lungime δx. Creşterea energiei E a lichidului care parcurge acest element în intervalul de timp δt este

$$\frac{\delta E}{\delta t} = b \cdot V_0 \cdot \delta x \cdot \tau - q \frac{dp}{dx} \delta x \tag{8.1.1}$$

unde τ este efortul tangenţial pe suprafaţa inferioară a elementului iar q - debitul volumic mediu prin element.

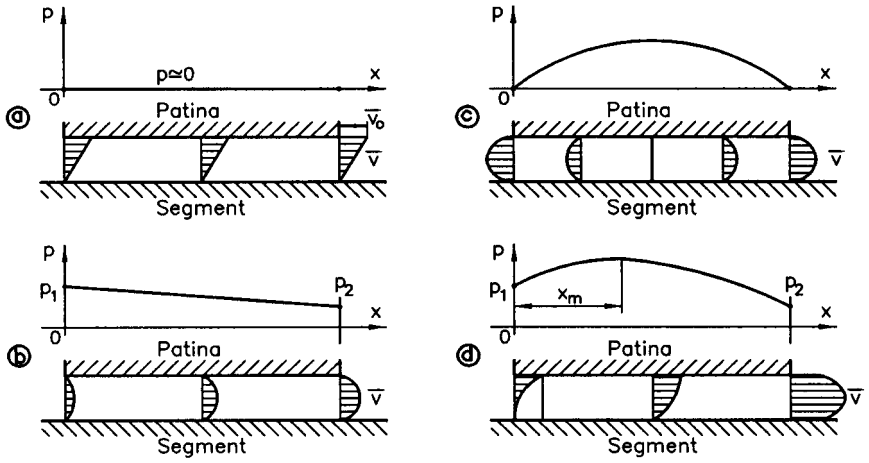


Fig. A.8.1-2. Câmpul vitezei şi câmpul presiunii într-un lagăr termohidraulic plan:
a) mişcarea generată de patină; b) mişcarea generată de diferenţa de presiune;
c) mişcarea generată de dilatarea lichidului; d) mişcarea rezultantă.

În condiţiile considerate,

$$\tau = \eta \frac{V_0}{h} + \frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx} \tag{8.1.2}$$

şi

$$q = \frac{b \cdot h \cdot v_0}{2} - \frac{b \cdot h^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \tag{8.1.3}$$

Înlocuind aceste relaţii în (8.1.1), rezultă

$$\frac{\delta E}{\delta t} = \eta \frac{b \cdot V_0^2 \cdot \delta x}{h} + \frac{b \cdot h^3 \cdot \delta x}{12\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right)^2 \tag{8.1.4}$$

Se admite (ipoteza f) că mişcarea "termică" este neglijabilă din punct de vedere al câmpurilor vitezelor, în raport cu mişcarea determinată de patină, deci viteza medie a lichidului este

$$\frac{\delta x}{\delta t} \cong \frac{V_0}{2} \tag{8.1.5}$$

Împărțind relațiile (8.1.4) şi (8.1.5), se obține

$$\frac{\delta E}{\delta x} = \frac{\delta E}{\delta t} \cdot \frac{\delta t}{\delta x} = \frac{2\eta b \delta x}{h V_0} \left[V_0^2 + \frac{h^4}{12} \left(\frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \right)^2 \right] \tag{8.1.6}$$

Ecuația de continuitate,

$$\rho \cdot q = \text{const.} \tag{8.1.7}$$

poate fi scrisă sub forma

$$\frac{d}{dx}(\rho \cdot q) = 0 \tag{8.1.8}$$

Multiplicând relația (8.1.7) cu $12\rho/h^3\eta$ şi diferențiind, rezultă

$$\frac{6V_0}{h^2} \cdot \frac{dp}{dx} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\rho}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 0 \tag{8.1.9}$$

Prin integrare, această relație devine

$$\frac{6\rho V_0}{h^2} - \frac{\rho}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} + C = 0 \tag{8.1.10}$$

Se consideră secțiunea în care presiunea este maximă. Valorile variabilelor în această secțiune au indicele m. Condiția dp/dx = 0 permite determinarea valorii constantei de integrare: $C = -6\rho_m V_0 / h^2$.

Ecuația (8.1.10) capătă forma

$$\frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} = \frac{6V_0}{h^2} \left(1 - \frac{\rho_m}{\rho} \right) \tag{8.1.11}$$

Ridicând la pătrat această ecuație şi înlocuind în (8.1.6), se obține

$$\frac{\delta E}{\delta x} = \frac{2\eta \cdot b \cdot V_0 \cdot \delta x}{h} \left[1 + 3 \left(1 - \frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] \tag{8.1.12}$$

Datorită valorilor mici ale presiunii, se neglijează efectul acesteia asupra proprietăților lichidului (ipoteza g). Efectul temperaturii este considerat prin următoarele relații (ipoteza h):

$$\rho = \rho_1 (1 - \alpha \cdot \Delta T) \tag{8.1.13}$$

$$e = e_1 + c_v \Delta T \tag{8.1.14}$$

$$\eta = \eta_l \cdot e^{-\lambda \cdot \Delta T} \tag{8.1.15}$$

în care: $\Delta T(x) = T(x) - T(0) = T(x) - T_1$ este creşterea de temperatură faţă de intrarea în lagăr; e – energia totală a unităţii de volum de lichid. Primele două ecuaţii sunt suficient de precise pentru variaţii mici de temperatură. Ultima ecuaţie introduce o aproximaţie mai mare, dar mult mai bună decât aproximaţia liniară şi este avantajoasă pentru calcul. În figura A.8.1-3 se prezintă un exemplu de aproximare a curbei $\eta(T)$ pentru lichidul MIL-H-5606.

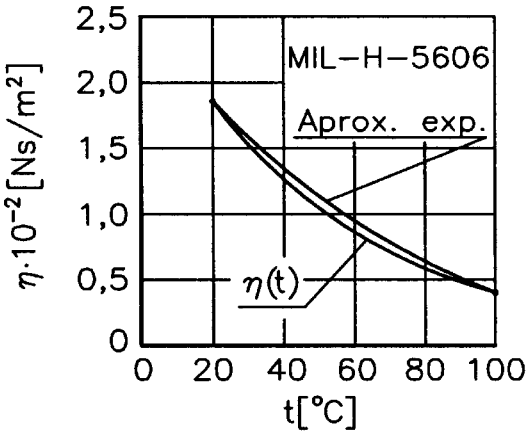


Fig. A.8.1-3. Aproximaţia exponenţială a curbei $\eta(t)$ pentru lichidul MIL-H-5606.

Ţinând seama de volumul elementului de lichid,

$$E = E_1 + c_v \cdot b \cdot h \cdot \delta x \cdot \Delta T \tag{8.1.16}$$

$$\frac{dE}{dx} = \frac{c_v \cdot b \cdot h \cdot \delta x \cdot dT}{dx} \tag{8.1.17}$$

Din relaţiile (8.1.12) şi (8.1.17) se poate determina expresia gradientului de temperatură,

$$\frac{dT}{dx} = \frac{2\eta \cdot V_0}{h^2 \cdot c_v}\left[1 + 3\left(1 - \frac{\rho_m}{\rho}\right)^2\right] \tag{8.1.18}$$

Prin dezvoltarea în serie binominală, raportul ρ_m/ρ devine:

$$\frac{\rho_m}{\rho} = 1 + \alpha\left(\Delta T - \Delta T_m\right) + \alpha^2 \cdot \Delta T \cdot \Delta T_m + \ldots \tag{8.1.19}$$

Coeficientul α are o valoare foarte mică, dar ΔT şi ΔT_m au valori moderate, astfel că

$$\frac{dT}{dx} \cong 2\eta_l \cdot V_0 \cdot e^{-\lambda(T-T_l)} \tag{8.1.20}$$

deci

$$e^{\lambda(T-T_l)} = \frac{2\eta_l \cdot V_0}{h^2 \cdot c_v} x + C_1 \tag{8.1.21}$$

Condiția $\Delta T(0) = 0$ conduce la $C_1 = 0$, deci

$$\Delta T = \frac{1}{K_1} \ln(1 + K_1 \cdot x) \tag{8.1.22}$$

unde

$$K_1 = 2\lambda \cdot \eta_l \frac{V_0}{h^2 \cdot c_v} \tag{8.1.23}$$

Gradientul de temperatură,

$$\frac{dT}{dx} = \frac{K_1}{\lambda(1 + K_1 x)} \tag{8.1.24}$$

este maxim pe bordul de atac al segmentuluiu, unde lichidul este rece şi vâscos;

$$\frac{dT}{dx}\Big|_{x=0} = \frac{K_1}{\lambda} = \frac{2\eta_l \cdot V_0}{h^2 \cdot c_v} \tag{8.1.25}$$

De exemplu, dacă se utilizează ulei MIL-H-5606, pentru care la $T \cong 21^oC$, $\eta_l = 1{,}792 \cdot 10^{-2}$ Ns/m^2, $\alpha = 7{,}67 \cdot 10^{-4}$ K^{-1}, $\lambda = 1{,}867 \cdot 10^{-2}$ K^{-1} şi $c_v = 1{,}849 \cdot 10^6$ Nm/m^3 şi se consideră $v_0 = 2{,}5$ m/s şi h = 25 μm, rezultă $(dT/dx)_{max} = 77{,}5$ K/m.

Pentru determinarea gradientului presiunii, se înlocuieşte raportul

$$\frac{\rho_m}{\rho} \cong 1 + \alpha(\Delta T - \Delta T_m) \tag{8.1.26}$$

în (8.1.11), rezultând

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6x \cdot \eta \cdot v_0}{h^2 \cdot \lambda} \ln \frac{1 + K_1 \cdot x_m}{1 + K_1 \cdot x} \tag{8.1.27}$$

Din (8.1.15) şi (8.1.22) se obține

$$\eta(x) = \frac{\eta_l}{1 + K_1 \cdot x} \tag{8.1.28}$$

astfel că

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{6\alpha \cdot \eta_l \cdot v_0}{\lambda \cdot h^2 (1 + K_1 x)} \ln \frac{1 + K_1 \cdot x}{1 + K_1 \cdot x_m} \tag{8.1.29}$$

Presiunea variază după relaţia

$$p(x) = -\frac{6\alpha \eta_l v_0}{\lambda K_1 h^2} \left[\frac{1}{2} \ln^2 (1 + K_1 x) - \ln(1 + K_1 x) \ln(1 + K_1 x_m) \right] + C \tag{8.1.30}$$

Pentru $x = x_m$, $p = p_m$, deci

$$C = p_m - \frac{3\alpha \cdot \eta_l \cdot v_0}{\lambda \cdot K_1 \cdot h^2} \ln^2 (1 + K_1 \cdot x_m)$$

şi

$$p(x) = p_m - \frac{3\alpha \cdot c_v}{2\lambda^2} \ln^2 \frac{1 + K_1 \cdot x}{1 + K_1 \cdot x_m} \tag{8.1.31}$$

Din condiţiile

$$p(0) = p_m + \frac{3\alpha \cdot c_v}{2\lambda^2} \ln^2 \frac{1}{1 + K_1 \cdot x_m} = 0$$

şi

$$p(l) = p_m - \frac{3\alpha \cdot c_v}{2\lambda^2} \ln^2 \frac{1 + K_1 \cdot l}{1 + K_1 \cdot x_m} = 0 \tag{8.1.32}$$

se obţin mărimile

$$x_m = \frac{\sqrt{1 + K_1 \cdot l} - 1}{K_1} \tag{8.1.33}$$

şi

$$p_m = \frac{3\alpha \cdot c_v}{2\lambda^2} \ln^2 \sqrt{1 + K_1 \cdot l} \tag{8.1.34}$$

deci

$$p(x) = \frac{3\alpha \cdot c_v}{2\lambda^2} \ln(1 + K_1 \cdot x) \ln \frac{1 + K_1 \cdot l}{1 + K_1 \cdot x} \tag{8.1.35}$$

Se poate calcula acum forţa portantă,

$$F = \int_0^l b \cdot p \cdot \delta x = K_2 \left(\frac{2\lambda \cdot \Delta T_l}{e^{\lambda \Delta T_l} - 1} + \lambda \cdot \Delta T_l - 2 \right) \tag{8.1.36}$$

în care

$$K_2 = \frac{3\alpha \cdot b \cdot l \cdot c_v}{2\lambda^2} \tag{8.1.37}$$

şi

$$\Delta T_l = \Delta T(l) = \frac{1}{\lambda}\ln(1 + K_1 \cdot l) \tag{8.1.38}$$

Forţa portantă, mai poate fi exprimată sub forma

$$F \cong K_2\left[\frac{(2 + K_1 \cdot l)}{K_1 \cdot l}\ln(1 + K_1 \cdot l) - 2\right] \tag{8.1.39}$$

care nu include temperatura. Dacă $K_1 \cdot l < 0{,}1$, ultima relaţie poate fi scrisă sub forma aproximativă

$$F \cong \frac{K_2}{6}\left[(K_1 \cdot l)^2 + 2(K_1 \cdot l)^3\right] \tag{8.1.40}$$

în care

$$K_1 l = \frac{2\eta_l \cdot \lambda \cdot l \cdot v_0}{h^2 \cdot c_v} \tag{8.1.41}$$

Se constată că forţa portantă este proporţională cu α. Pentru un lagăr dat, având sarcina constantă, mărimea K_1 este constantă, deci jocul variază proporţional cu $\sqrt{V_0}$.

Este util să se reprezinte jocul, creşterea de temperatură şi mărimea $K_1 l$ în funcţie de sarcina lagărului. Se definesc următoarele mărimi adimensionale:

$$F^* = \frac{F}{K_2} \tag{8.1.42}$$

$$h^* = \frac{1}{\sqrt{K_1} \cdot l} \tag{8.1.43}$$

$$\Delta T^* = \lambda \cdot \Delta T = \ln(1 + K_1 \cdot l) \tag{8.1.44}$$

Figura A.8.1-4 prezintă în coordonate logaritmice variaţia mărimilor h^*, $K_1 \cdot l$ şi ΔT^* în funcţie de F^*.

Figura A.8.1-5 evidenţiază, cu ajutorul scărilor liniare, creşterea rapidă a forţei portante la micşorarea jocului.

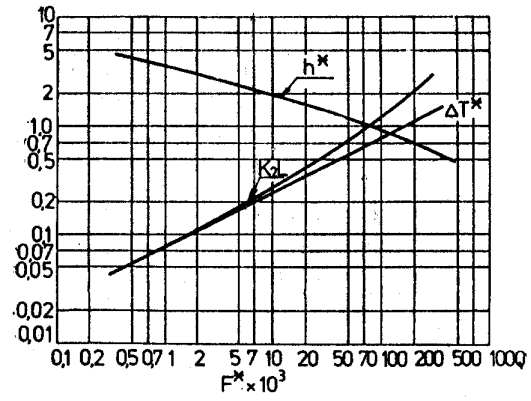


Fig. A.8.1-4. Variaţia mărimilor h^*, $K_1 \cdot l$ şi ΔT^* în funcţie de F^*.

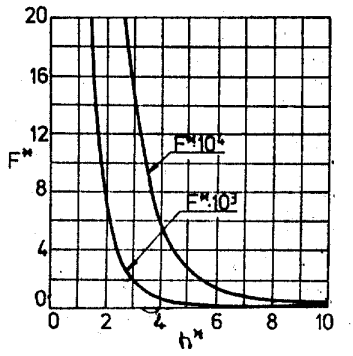


Fig. A.8.1-5. Variaţia forţei portante relative în funcţie de jocul relativ.

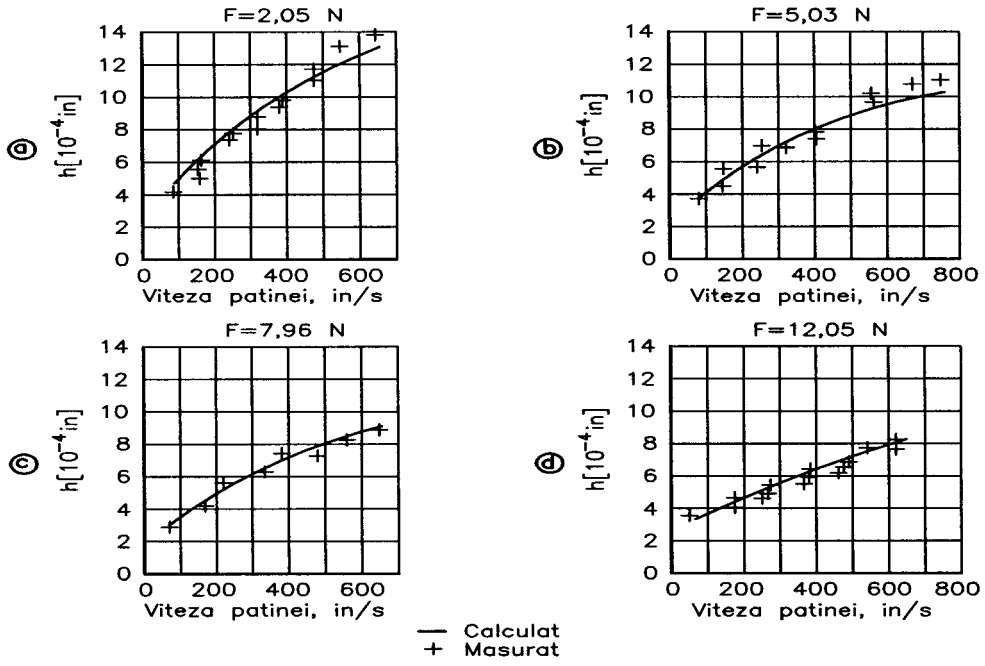


Fig. A.8.1-6. Variaţia jocului unui lagăr termohidrodinamic plan în funcţie de viteza patinei, la forţă portantă constantă.

Este util să se calculeze forţa portantă şi creştera temperaturii pentru un caz tipic. Un lagăr al cărui segment are l = 25 mm, b = 25 mm şi este uns cu ulei MIL – H - 5606 la 21,1°C realizează un joc de 25 μm o forţă portantă de 0,91 N,

temperatura uleiului crescând cu 1,9°C, pentru V_0= 2,5 m/s. Dacă jocul scade la 5 μm, forța portantă creşte la 257,1N, iar temperatura uleiului creşte cu 34,4°C.

Rezultatele teoretice concordă cu cele experimentale, confirmând ipotezele de calcul (fig. A.8.1-6). Relațiile pot fi utilizate în numeroase probleme practice care apar în calculul maşinilor volumice rotative. De exemplu, se poate verifica suprafața de distribuție a blocului cilindrilor pompelor cu pistoane axiale pentru a asigura o grosime minimă a filmului de lubrifiant. Această problemă apare îndeosebi la pompele reglabile, în timpul funcționării la capacitate nulă, şi la pompele care vehiculează lichide sintetice sau carburanți (lubrifianți slabi).

Analiza prezentată permite şi corectarea relațiilor deduse în paragraful anterior pentru calculul performanțelor maşinilor volumice rotative. La sarcină constantă, jocul dintre blocul cilindrilor şi placa de distribuție a unei pompe cu pistoane axiale este proporțional cu $\sqrt{n}$. Deoarece scurgerile din fanta de refulare spre fanta de aspirație şi spre carcasă sunt proporționale cu h^3, expresia scurgerilor trebuie să includă un termen care conține turația la puterea 3/2. Un astfel de termen a fost identificat experimental la acest tip de pompe.

9

MOTOARE HIDRAULICE LINIARE ŞI BASCULANTE

9.1. MOTOARE VOLUMICE LINIARE

9.1.1. Construcţia şi funcţionarea cilindrilor hidraulici

Motoarele volumice liniare (cilindrii hidraulici) transformă energia de presiune a lichidului furnizat de o pompă în energie mecanică de translaţie, pe care o transmit mecanismelor acţionate. Clasificarea acestor motoare se face după numărul direcţiilor în care se deplasează organul activ sub acţiunea forţei de presiune şi după construcţia organului activ (fig. 9.1).

Un cilindru hidraulic "cu dublă acţiune" (fig. 9.1,a,b) este format dintr-un cilindru circular numit "cămaşă", închis la capete prin două capace, tub în interiorul căruia culisează un piston sub acţiunea diferenţei de presiune dintre cele două camere conectate la racorduri; pistonul transmite forţa de presiune printr-o tijă ce poate fi unilaterală (fig. 9.2) sau bilaterală (9.3). Dacă pistonul este deplasat de forţa de presiune într-un singur sens şi revine sub acţiunea unui arc (fig. 9.1,c) sau a greutăţii mecanismului acţionat, cilindrul hidraulic se numeşte "cu simplă acţiune". Dacă diametrul pistonului se reduce (până la cel al tijei), ansamblul se numeşte "plunjer" (fig. 9.1,d, 9.4 şi 9.5).

Cilindrii "telescopici" asigură curse mari cu gabarite mici (fig. 9.1,e); mai răspândiţi sunt cei cu "simplă acţiune" formaţi din tuburi cilindrice concentrice acţionate succesiv, începând cu cilindrul de diametru maxim şi sfârşind cu cilindrul central (plunjerul), prin creşterea în trepte a presiunii datorită scăderii suprafeţei active. Camerele formate între cilindri de gulerele necesare limitării cursei acestora pot fi racordate la admisie (fig. 9.6) sau menţinute la presiunea atmosferică (fig. 9.7). În toate cazurile discutate pistonul poate fi blocat, acţionarea realizându-se prin corpul motorului (fig. 9.1,f,g,h,i).

Alimentarea camerelor se face uzual prin găuri practicate în capace sau în cămaşă, dar există şi variante de racordare prin tijă, utilizate de exemplu la unele servomecanisme.

Fixarea capacelor de cămaşă se poate realiza în mai multe moduri (fig. 9.8) care influenţează gabaritul, tehnologia de fabricaţie şi presiunea maximă de funcţionare. La presiune mică şi medie (sub 100 bar), se utilizează inele de siguranţă şi tiranţi, iar la presiune mare şuruburi, filete şi suduri. În ţara noastră au fost tipizate pentru fabricaţie centralizată ultimele două soluţii.

Cilindrii de uz general pot fi echipaţi cu diverse piese de prindere, conform cerinţelor maşinilor acţionate (fig. 9.9): filete, articulaţii cilindrice sau sferice, tălpi sau flanşe.

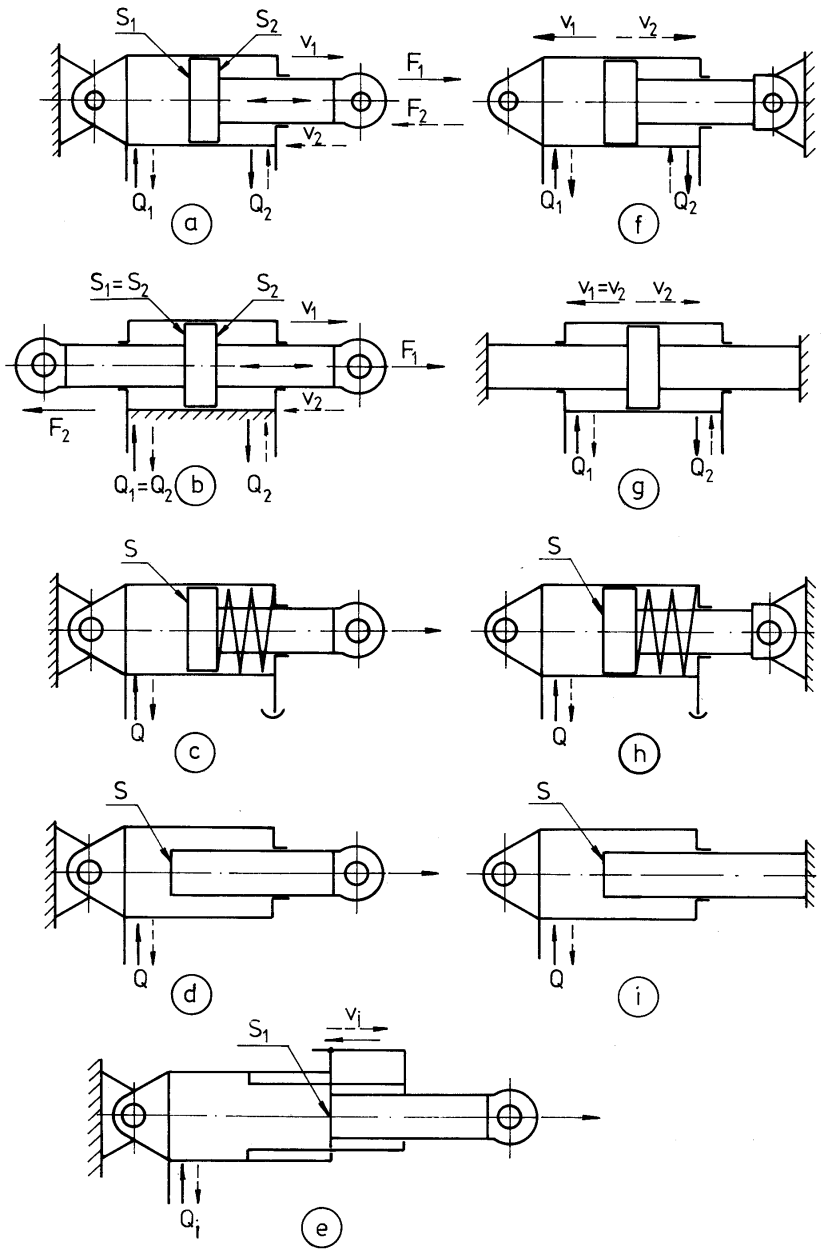


Fig. 9.1. Tipuri de cilindri hidraulici:
a) cu dublă acțiune şi tijă unilaterală (piston mobil); b) cu dublă acțiune şi tijă bilaterală (piston mobil); c) cu simplă acțiune şi revenire elastică (piston mobil); d) cu simplă acțiune şi plunjer (plunjer mobil); e) telescopic, cu dublă acțiune; f) cu dublă acțiune şi tijă unilaterală (corp mobil); g) cu dublă acțiune şi tijă bilaterală (corp mobil); h) cu simplă acțiune şi revenire elastică (corp mobil); i) cu simplă acțiune (plunjer fix).

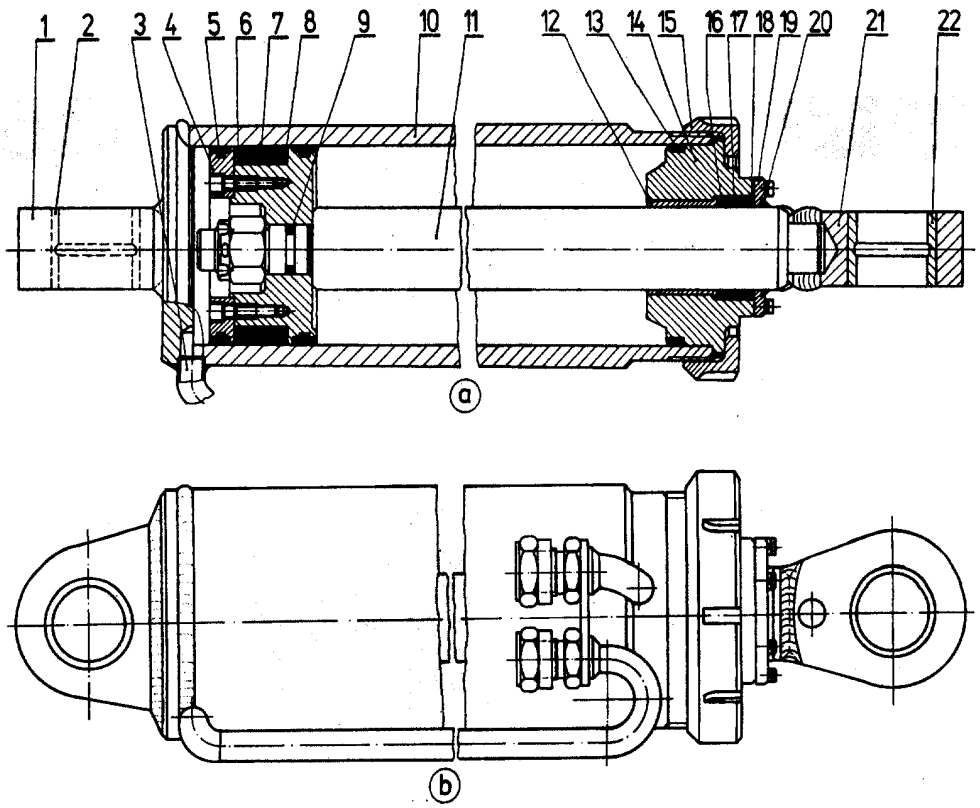


Fig. 9.2. Cilindru hidraulic cu dublu efect şi tijă unilaterală:
a) vedere; b) secţiune: 1 - ureche; 2 - bucşă antifricţiune; 3 - racord; 4 - inel de ghidare a pistonului; 5 - inel de teflon; 6 - inel de presare a manşetelor; 7 - manşetă; 8 - distanţier; 9 - inel O; 10 - cămaşă; 11 - tijă; 12 - bucşă de ghidare a tijei; 13 - etanşare compusă (inel O cu inele de sprijin); 14 - capacul tijei; 15 - piuliţă canelată; 16 - inel de presare a manşetelor; 17 - manşetă; 18 - distanţier; 19 - capacul etanşării tijei; 20 - răzuitor; 21 - ureche; 22 - bucşă antifricţiune.

Cămăşile cilindrilor hidraulici se execută din ţeavă de oţel laminat, din bare de oţel carbon de calitate sau aliat şi din aliaje de aluminiu de înaltă rezistenţă. Rugozitatea maximă admisă curent este de 0,4 μm, astfel că eboşul realizat prin alezare, găurire adâncă sau strunjire trebuie urmat de rectificare, honuire sau tasare cu role; cilindrii hidraulici ai servomecanismelor aeronavelor se cromează sau se eloxează cromic, se rectifică şi se rodează. În figura 9.10 se indică variaţia costului relativ al prelucrării cămăşilor în funcţie de rugozitate (diagramă elaborată de P.L.L. D′Ancona).

Pistoanele şi capacele se execută din fontă, aluminiu sau oţel în funcţie de gradul de solicitare şi alte cerinţe (de exemplu, greutatea).

Tijele pistoanelor se execută din oţel carbon de calitate sau din oţel aliat, se rectifică şi se protejează prin cromare dură, urmată de rectificare şi lustruire.

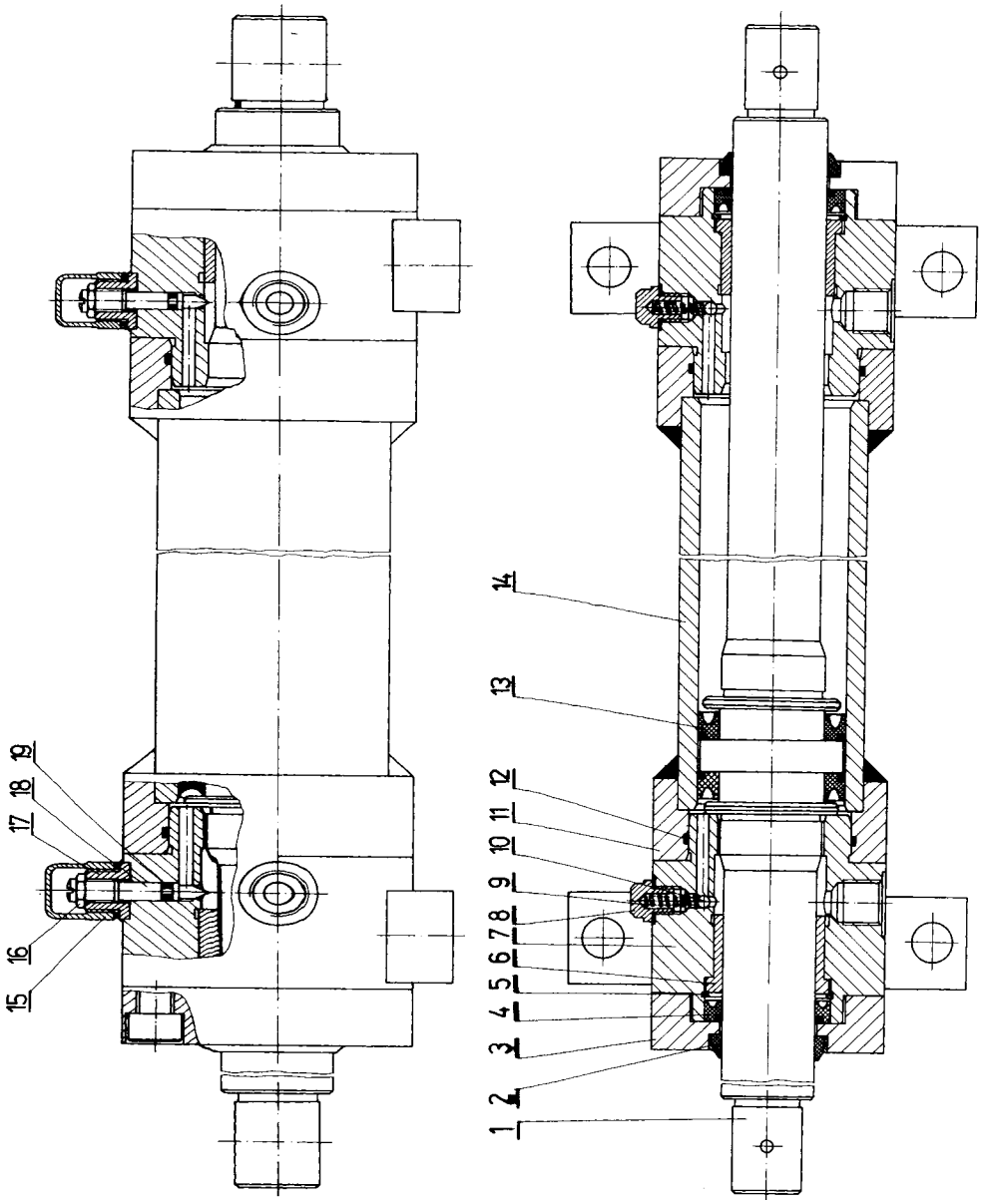


Fig. 9.3. Cilindru hidraulic cu dublu efect şi tijă bilaterală, cu frânare la cap de cursă: 1 - tijă; 2 - răzuitor; 3 - capacul tijei; 4 - etanşare compusă (manşetă cu inel de teflon); 5 - inel de siguranţă; 6 - bucşă de ghidare a tijei; 7 - bucşă cu talpă; 8 - corpul supapei de sens; 9 - resort; 10 - ventil; 11 - flanşă; 12 - inel O; 13 - etanşare compusă (manşetă cu inel de teflon); 14 - cămaşă; 15 - capacul droselului; 16 - piuliţă de asigurare a acului; 17 - piuliţă; 18 - ac conic; 19 - inel O.

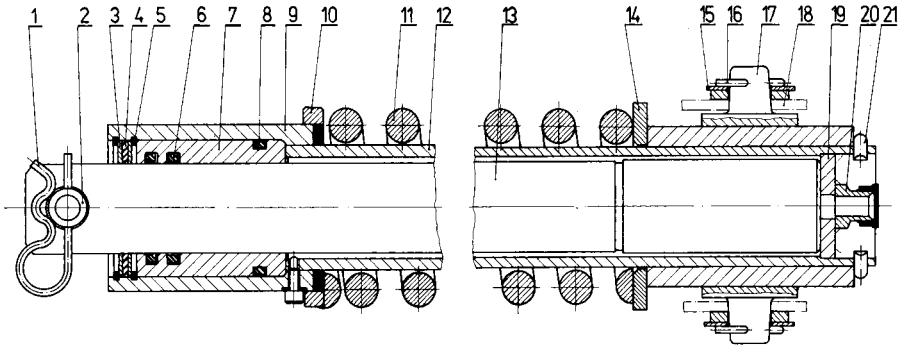


Fig. 9.4. Cilindru hidraulic cu plunjer:
1 - siguranța tijei; 2 - bolț; 3 - inel de sprijin; 4 - răzuitor; 5 - inel de siguranță; 6 - etanşare combinată (cauciuc şi teflon); 7 - bucşă de ghidare a tijei; 8 - inel O; 9 - corpul ghidajului tijei; 10 - tampon; 11 - resort de protecție a cămășii; 12 - cămaşă; 13 - plunjer; 14 - tampon; 15 - şaibă; 16 - siguranță; 17 - bolț; 18 - şaibă; 19 - capac; 20 - racord; 21 - opritor.

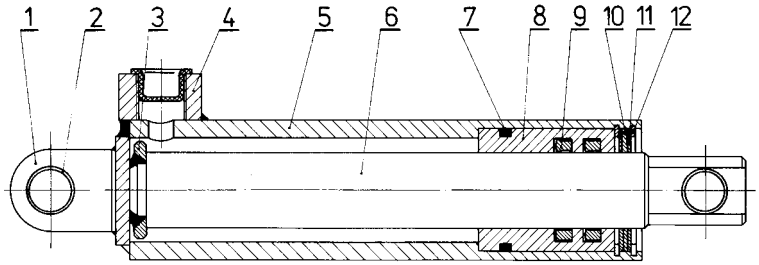


Fig. 9.5. Cilindru hidraulic cu plunjer:
1 - ureche; 2 - bucşă antifricțiune; 3 - opritor; 4 - niplu; 5 - cămaşă; 6 - plunjer; 7 - inel O; 8 - bucşă de ghidare a tijei; 9 - etanşare combinată; 10 - răzuitor; 11 - inel de sprijin; 12 - inel de siguranță.

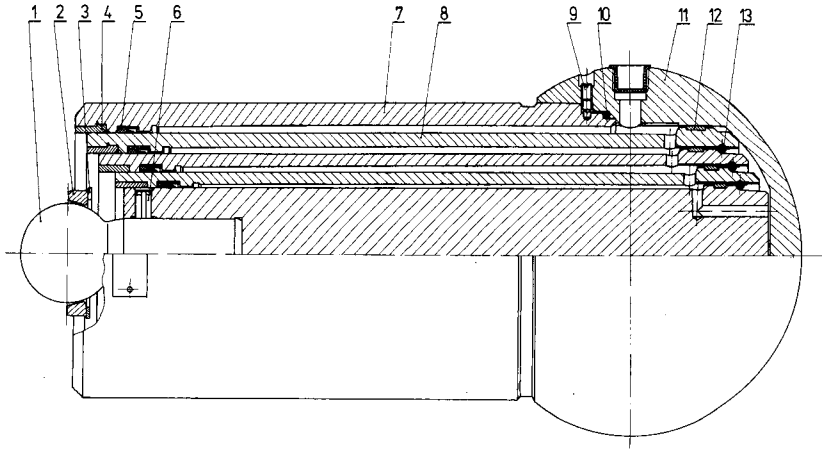


Fig. 9.6. Cilindru hidraulic telescopic cu simplu efect:
1 - bolț sferic; 2 - bucşă sferică; 3 - inel de siguranță; 4 - ghidaj; 5 - manşetă; 6 - bolț; 7 - cămaşă; 8 - piston tubular; 9 - şurub; 10 - inel O; 11 - capac sferic; 12 - limitator de cursă; 13 - inel de siguranță.

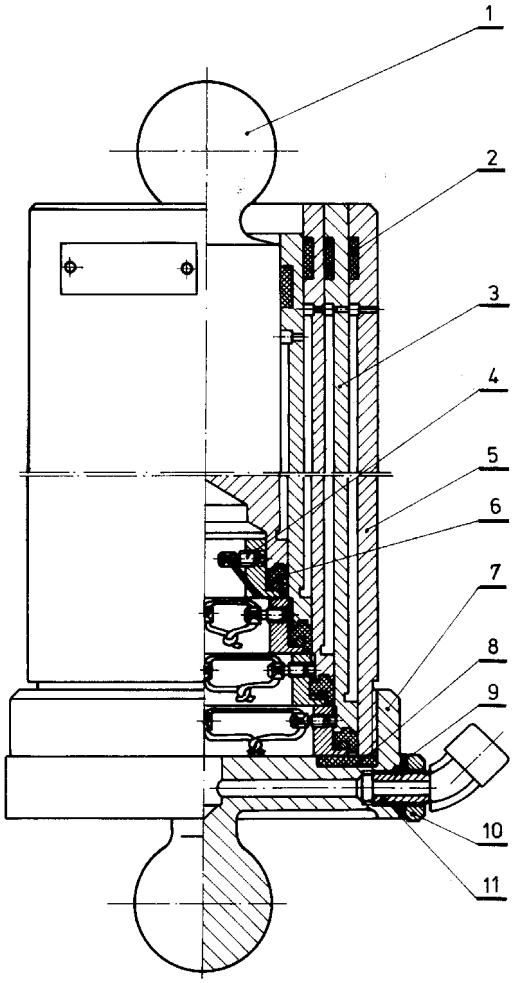


Fig. 9.7. Cilindru hidraulic telescopic cu simplu efect:
1 - plunjer; 2 - bucşă de ghidare; 3 - piston tubular; 4 - şurub de blocare a etanşării; 5 - cămaşă; 6 - etanşare compusă (cauciuc şi metal); 7 - capac; 8 - garnitură; 9 - garnitură; 10 - piuliță; 11 - niplu.

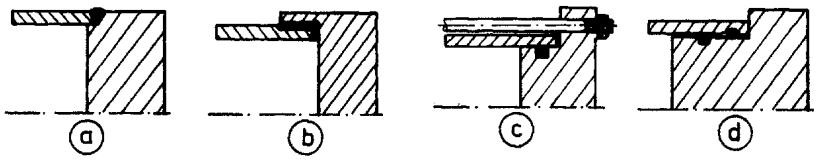


Fig. 9.8. Procedee de fixare a capacelor de cămaşă:
a) prin sudură; b) prin filet;c) cu tiranți; d) cu inel de siguranță.

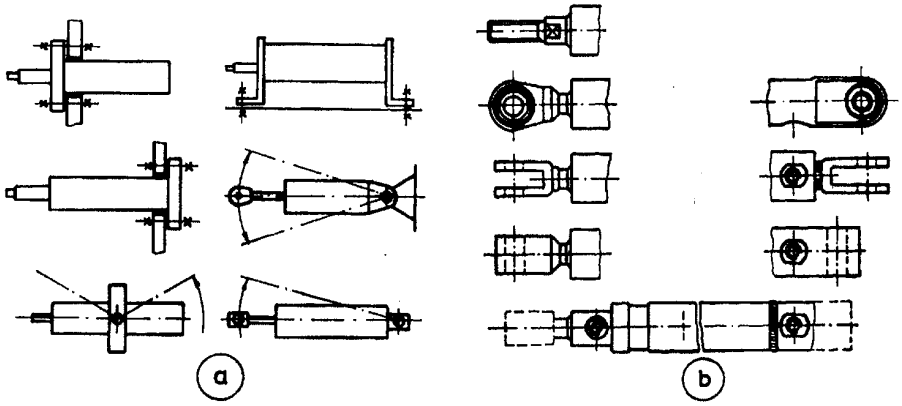


Fig. 9.9. Piese de prindere pentru cămăşile şi tijele cilindrilor hidraulici:
a) prinderea cămăşilor; b) prinderea tijelor.

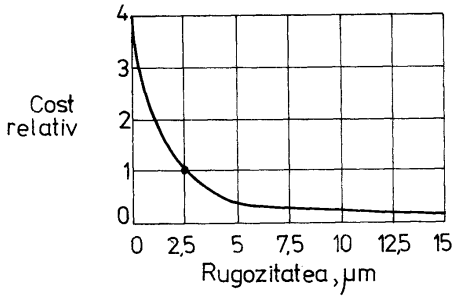


Fig. 9.10. Variaţia costului relativ al prelucrării cămăşilor cilindrilor hidraulici în funcţie de rugozitate.

9.1.2. Etanşarea cilindrilor hidraulici

Un cilindru hidraulic tipic (fig. 9.11) necesită etanşarea statică a capacelor faţă de corp, a pistonului faţă de tijă şi a niplurilor faţă de capace sau cămaşă; între piston şi cămaşă, respectiv între tijă şi capac, sunt necesare etanşări dinamice; în plus, pistonul trebuie ghidat în cămaşă, iar tija - în capac; pătrunderea prafului şi a lichidelor agresive în cilindru este împiedicată de obicei printr-un "răzuitor" montat în capacul străpuns de tijă. În figurile 9.12 şi 9.13 se prezintă tipurile uzuale de elemente de etanşare sau auxiliare întâlnite în construcţia cilindrilor hidraulici (conform catalogului de fabricaţie al firmei SIMRIT- Germania). Materialele elastomerice uzuale sunt: cauciucul acrilonitrilic sau butadienic (NBR), fluorocauciucul (FKM) şi cauciucul poliuretanic (AU); principalul material termoplastic cu întrebuinţări multiple este teflonul (PTFE); se mai folosesc relonul, nylonul, poliamida etc.

La viteze şi curse mici, pistoanele pot fi etanşe numai printr-un joc redus, echilibrarea forţelor radiale hidraulice şi colectarea contaminanţilor ce pot provoca gripaje şi uzuri fiind asigurată de crestături circulare; precizia de prelucrare a celor

două suprafețe este ridicată. Reducerea pierderilor volumice poate fi realizată cu segmenți sau cu elemente de etanşare elastice.

Segmenții (fig.9.14,a) necesită o prelucrare superioară a cilindrului (honuire sau rectificare); etanşarea axială este asigurată atât de prestrângerea de montaj, cât şi de presiunea lichidului, iar etanşarea radială - numai de forța de presiune.

Segmenții se execută din fontă specială turnată centrifugal, având duritatea de 170 … 220 HB. Forma fantei (fig. 9.14,b) depinde de presiune, fantele oblice sau în trepte asigurând o etanşare mai bună.

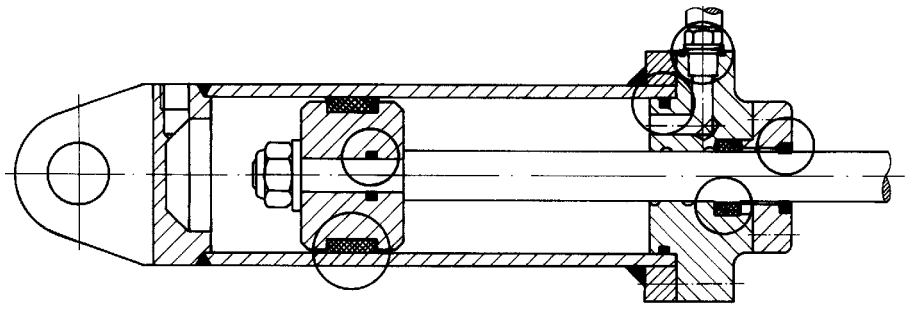


Fig. 9.11. Elementele de etanşare ale unui cilindru hidraulic tipic.

Dacă secțiunea transversală a segmentului este constantă de-a lungul circumferinței (cazul uzual), presiunea de contact p_c este neuniformă, valoarea maximă corespunzând capetelor:

$$p_c = 0{,}141 \frac{E}{\left(\frac{D}{a}-1\right)^3 \cdot \frac{D}{a}} \cdot \frac{f_0}{a} \tag{9.1}$$

unde D este diametrul segmentului nemontat; a - grosimea segmentului; f_0 - lățimea inițială a fantei; E – modulul de elasticitate al fontei, $E = 9 \cdot 10^5$ bar.

Presiunea de contact necesară este proporțională cu suprapresiunea camerei etanşate şi variază între 0,3 şi 2,5 bar pentru suprapresiuni Δp cuprinse între 30 şi 250 bar.

Tensiunea maximă în segment are valoarea

$$\sigma_{max} = 0{,}4244 \frac{E}{\frac{D}{a} \cdot \left(\frac{D}{a}-1\right)} \cdot \frac{f_0}{a} \tag{9.2}$$

Cercetările experimentale au arătat că doi segmenți sunt suficienți pentru o bună etanşare. Lățimea segmenților, b, influențează puțin forța de frecare,

$$F_f = \pi \cdot \mu \cdot b \cdot z \cdot D\left(p_c + \Delta P_s\right)$$

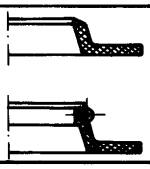
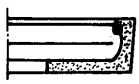
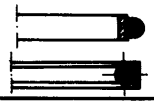
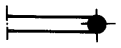
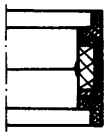
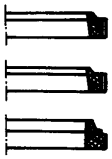
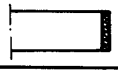
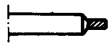
	Tipul	Material	Duritatea ShoreA	Pres. maximă bar	Temp. minimă maximă °C	Viteza maximă m/s
a		NBR	88	40	-30 +100	0,5
		AU	92	63	-30 +80	0,3
		NBR	88	7	-30 +100	4,0
b		NBR	88	40	-30 +100	0,3
		AU	92	63	-30 +100	
c		NBR+ metal	80	10	-30 +100	1,0
			90	63		
d		PTFE+NBR		160	-40 +100	1,0
		PTFE+FKM			-20 +150	
e		NBR VMQ FKM EPDM AU ACM				
f		PTFE			-40 +200	
g		PTFE+NBR		210	-30 +100	1,0
		PTFE+FKM			-30 +150	
h		NBR	80	400	-30 +90	1,0
i		NBR+metal	88		-30 +100	
		AU+metal	92		-30 +80	
		NBR	95		-30 +100	
j		PA			-30 +100	1,0
k		NBR+metal	70	1000	-30 +100	
		FKM+metal	83		-30 +200	

Fig. 9.12. Elemente de etanşare tipice ale cilindrilor hidraulici (SIMRIT-Germania).

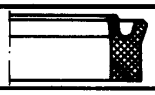
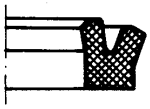
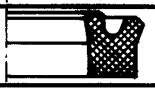
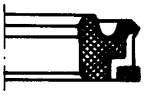
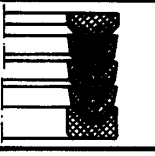
	Tipul	Material	Duritatea Shore A	Pres. maximă bar	Temp. minimă maximă °C	Viteza maximă m/s
a		NBR	90	100	-30 +100	0,3
		AU	92	210	-30 +80	
b		AU	92	210	-30 +80	0,3
c		NBR	90	160	-30 +100	0,5
		AU	92	400	-30 +80	0,3
d		NBR	80	100	-30 +100	0,5
		NBR	90	160		
		FKM	83	100	-30 +120	
e		NBR	81	250	-30 +100	0,5
f		AU	94	400	-30 +80	0,4
g		NBR	80	400	-30 +100	0,5
		FKM	83		-20 +120	0,3
h		NBR		400	-40 +90	0,5
		PTFE		300	-200 +200	

Fig. 9.13. Manşete de etanşare pentru cilindri hidraulici (SIMRIT-Germania).

în care $\mu = 0{,}07 \ldots 0{,}15$ este coeficientul de frecare; z – numărul segmenţilor; Δp_s – căderea de presiune pe segment. La $z = 2$, $\Delta p_s \cong \Delta p/2$.

În practică se admite $f_0 / a = 3{,}2 \ldots 3{,}6$ şi $D / a = 16 \ldots 24$, iar $\sigma \leq 3000$ bar.

Segmenţii sunt întrebuinţaţi şi în construcţia pompelor; în figura 9.14,c şi d se prezintă un segment şi un piston al pompei Meiller (fig. 4.14). Pentru $D/a = 25/1{,}1 = 22{,}7$ şi $f/a = 3{,}7 / 1{,}1 = 3{,}36$, rezultă $\sigma_{max} \leq 2600$ bar.

Finisarea precisă a cămăşilor lungi este neeconomică. În acest caz se preferă etanşările elastomerice, care sunt eficiente şi solicită în mod deosebit doar o rugozitate redusă.

La presiuni mici (sub 63 bar) pentru etanşări dinamice se pot întrebuința manşete simple (fig. 9.12,a,b) sau combinate cu metal sub formă de pistoane (fig. 9.12,c şi 9.15) evitându-se contactul pieselor metalice. La presiuni mai mari (≤ 160 bar) se folosesc etanşări combinate formate din inele O de cauciuc şi inele concentrice de teflon cu secțiune dreptunghiulară (fig. 9.12,d şi 9.16). Dacă se înlocuiesc inelele O cu inele de secțiune pătrată (fig. 9.12,g şi 9.17) presiunea maximă de etanşare creşte la 210 bar. Peste această presiune se întrebuințează manşete duble (fig. 9.13 şi 9.18) sau se combină manşetele cu inele de ghidare, (fig. 9.12,h şi 9.19). La temperaturi ridicate (≤ 220^0C), manşetele se execută din teflon şi sunt menținute în contact cu suprafața mobilă prin intermediul unor arcuri elicoidale sau disc (fig. 9.20). Teflonul mai este întrebuințat pentru executarea bucşelor ghidajelor tijelor şi pistoanelor (fig. 9.12, j) şi a inelelor antiextruziune care însoțesc inelele O în etanşările statice solicitate pulsatoriu şi în etanşările dinamice de viteză redusă. În ultimul caz, inelele de sprijin pot fi simple (fig. 9.21) sau spiralate (fig. 9.22).

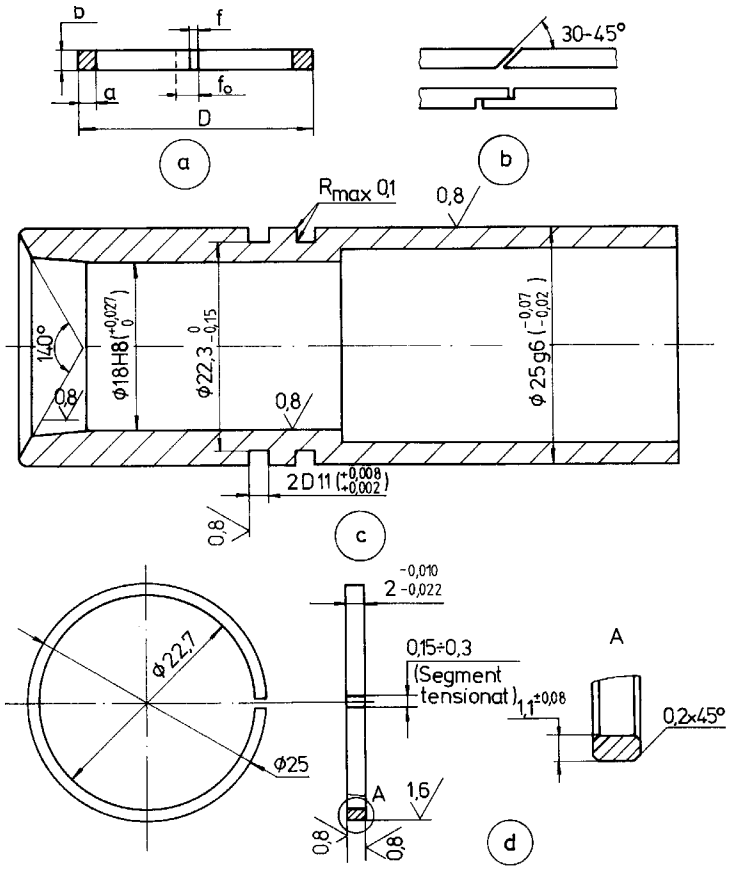


Fig. 9.14. Etanşarea cu segmenți:
a) elemente geometrice ale unui segment cu fantă dreaptă; b) alte tipuri de fante; c) pistonul pompei MEILLER (Germania) (etanşat cu segmenți); d) segment de pompă MEILLER.

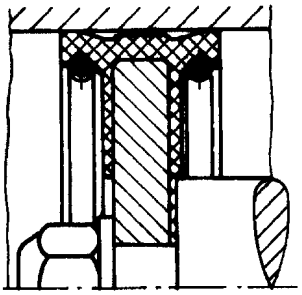


Fig. 9.15. Piston metalic combinat cu manşetă dublă ($p \leq 63$ bar).

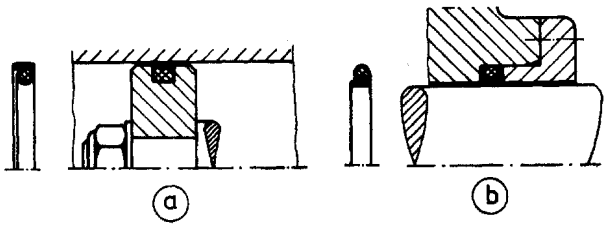


Fig. 9.16. Element de etanşare format dintr-un inel O şi un inel de teflon, concentric ($p \leq 160$ bar): a) pentru etanşarea pistonului; b) pentru etanşarea tijei.

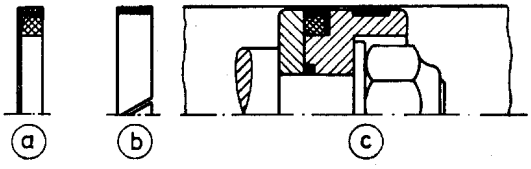


Fig. 9.17. Element de etanşare şi ghidare format dintr-un inel de cauciuc cu secţiune pătrată, un inel de teflon concentric şi un inel de teflon paralel: a) etanşare; b) ghidaj; c) piston asamblat cu tija.

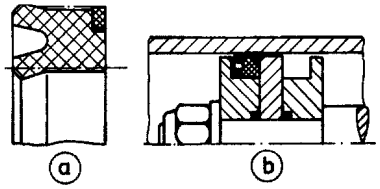


Fig. 9.18. Etanşare compusă (manşetă şi inel de ghidare): a) secţiune; b) piston asamblat cu tija.

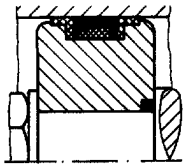


Fig. 9.19. Etanşare compusă (două manşete şi inel de ghidare).

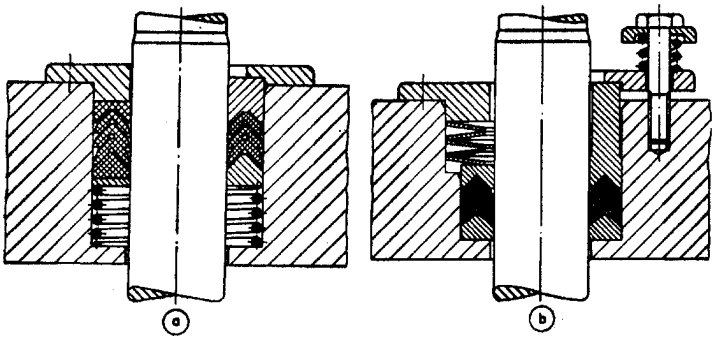


Fig. 9.20. Manşete din teflon pentru temperaturi mari ($t \leq 220^{o}C$): a) prestrângere cu un resort elicoidal; b) prestrângere cu resoarte disc sau cu resoarte elicoidale.

La viteze mari, specifice necesităţilor simulatoarelor de solicitări dinamice ale aeronavelor, automobilelor, construcţiilor etc., pistoanele şi tijele sunt ghidate prin lagăre hidrostatice conice (fig. 9.23), care elimină complet frecarea coulombiană. Construcţia pistonului şi a ghidajelor tijelor (fig. 9.24) se bazează pe efectul centrant al curgerilor (axial - simetrice) prin interstiţii conice convergente.

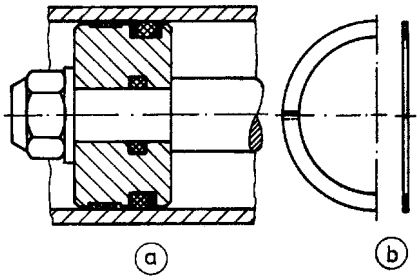


Fig. 9.21. Etanşare cu inel O şi inele de sprijin (antiextruziune): a) piston asamblat cu tija; b) inel de sprijin secționat.

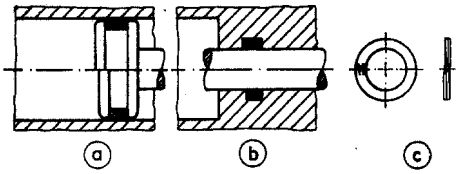


Fig. 9.22. Etanşări cu inele O şi inele de sprijin (antiextruziune) spiralate: a) pentru piston; b) pentru tijă; c) inel de sprijin spiralat.

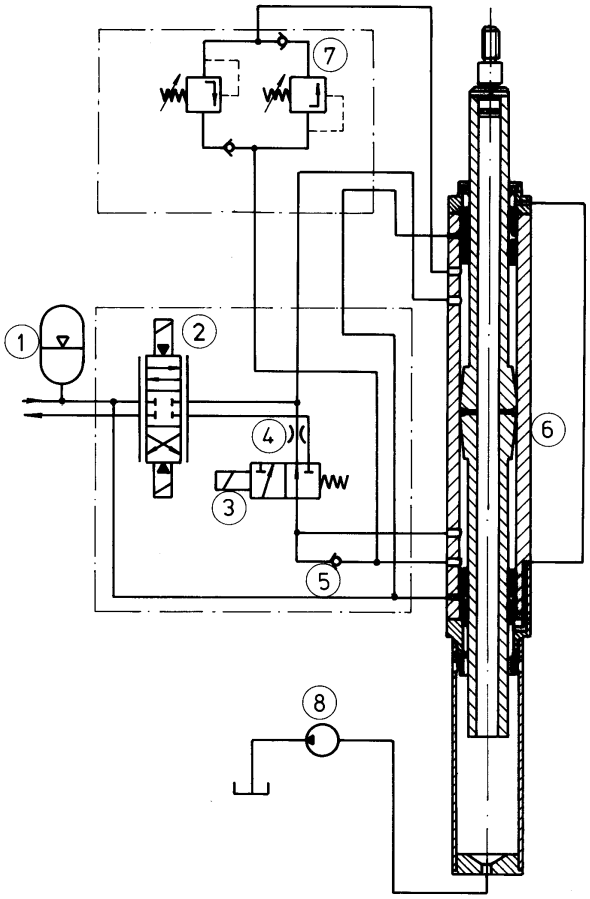


Fig. 9.23. Schema hidraulică a unui servocilindru electrohidraulic cu lagăre hidrostatice: 1 - acumulator oleopneumatic; 2 - servovalvă electrohidraulică; 3 - distribuitor electrohidraulic; 4 - drosel; 5 - supapă de sens; 6 - cilindru hidraulic cu lagăre hidrostatice; 7 - supapă de limitare a presiunii cu supapă de ocolire; 8 - pompă de drenare a camerei de colectare a scurgerilor.

Majoritatea etanşărilor statice ale cilindrilor hidraulici se realizează cu inele O. Niplurile racordurilor se etanşează cu inele de cupru sau de cauciuc îngropate în lamaje (împotriva extruziunii) sau cu inele combinate metal - cauciuc (fig. 9.12, k şi 9.25).

Răzuitoarele (fig. 9.26) se execută din cauciuc compact sau armat cu fibre textile.

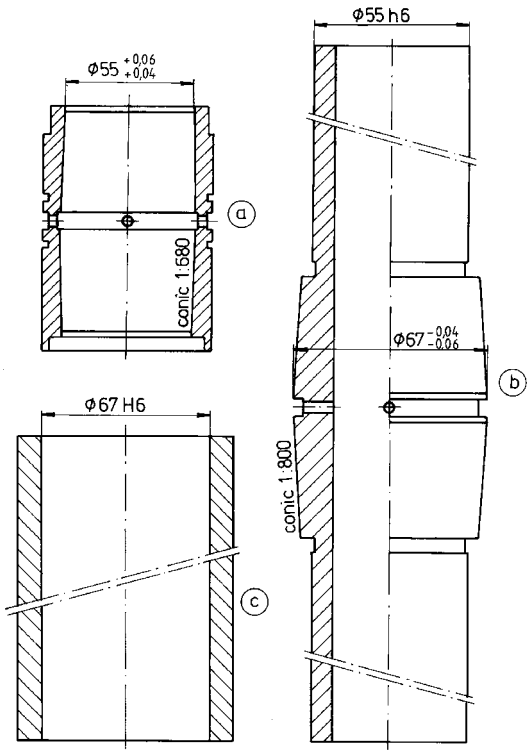


Fig. 9.24. Elemente constructive ale cilindrilor hidraulici cu lagăre hidrostatice: a) lagăr de tijă; b) piston; c) cămaşă.

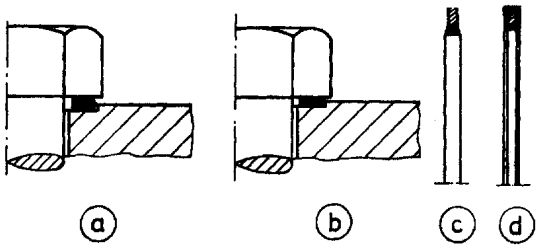


Fig. 9.25. Inele de etanşare combinate (metal-cauciuc): a) fără prestrângere; b) cu prestrângere; c) inel de suprapresiune interioară; d) inel pentru suprapresiune exterioară.

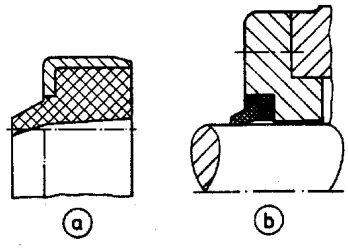


Fig. 9.26. Răzuitor: a) liber; b) asamblat cu capacul tijei.

9.1.3. Calculul cilindrilor hidraulici

Fiind larg utilizaţi, cilindrii hidraulici se produc centralizat în întreprinderi specializate; acestea pun la dispoziţia proiectanţilor diagrame ce permit alegerea rapidă a tipodimensiunii necesare unei transmisii. Dacă nu este posibilă adoptarea unui cilindru tipizat (situaţie frecvent întâlnită la utilajele mobile şi la aeronave), trebuie proiectat un cilindru nou.

În cazul unui cilindru cu dublu efect şi tijă unilaterală se calculează: presiunea nominală; diametrul pistonului, D şi cel al tijei d, necesare realizării forţei F_e la ieşirea tijei, respectiv forţei F_i , la retragerea acesteia; debitul Q_e , corespunzător vitezei maxime de ieşire a tijei, v_e , respectiv debitul Q_i , necesar realizării vitezei maxime de retragere a acesteia, v_i ; timpul t_s de parcurgere a cursei s în regim staţionar; puterea hidraulică, P_h , absorbită pentru dezvoltarea forţei $F_e(F_i)$ şi a vitezei $v_e(v_i)$; variaţia lungimii cilindrului, Δs, datorită compresibilităţii lichidului; diametrele racordurilor, d_e şi d_i.

Calculul unui cilindru necesită reducerea forţelor F_r, care trebuie învinse în regim staţionar şi tranzitoriu, la tija acestuia. De exemplu, în cazul din figura 9.27,

$$F_r = F_s \cdot \cos\alpha + F_a + F_f = F_s \cdot \cos\alpha + m \cdot a + \left(m_s \cdot g + F_s \cdot \sin\alpha\right)\mu \qquad (9.3)$$

în care F_s este forţa rezistentă, α – unghiul dintre axa tijei şi direcţia forţei rezistente; F_a – forţa de inerţie corespunzătoare masei m_s şi subansamblului mobil al cilindrului, m_c ($m = m_s + m_c$); F_f – forţa de frecare de alunecare; a – acceleraţia impusă prin condiţia ca masa m_s să atingă viteza v în timpul t ($a = v/t$) sau în spaţiul x ($a = v^2/2x$). Componenta axială a forţei rezistente şi forţa de frecare generează momente care, în absenţa unor ghidaje adecvate, solicită radial tija cilindrului; producătorii de cilindri hidraulici indică forţele admisibile pentru fiecare tipodimensiune.

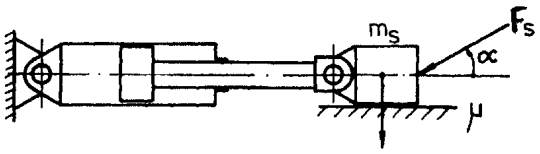


Fig. 9.27. Schemă pentru calculul cilindrilor hidraulici.

În regim tranzitoriu trebuie să se considere şi forţele rezultate din ciocnirea maselor acţionate sau din mişcările inerţiale ale acestora.

Forţele realizate de cilindrii hidraulici sunt micşorate de frecările din etanşări şi ghidaje. Randamentul mecanic,

$$\eta_m = \frac{F}{F_t} \qquad (9.4)$$

este indicat de producători fie explicit, în funcţie de presiune, fie prin variaţia forţei reale, F, şi a celei teoretice, F_t , în funcţie de presiune, la ieşirea tijei, respectiv, la intrarea acesteia; în general $\eta_m = 0{,}85 \ldots 0{,}92$.

Presiunea nominală considerată în calculele de dimensionare depinde de performanțele pompelor disponibile şi de cerințele maşinilor acționate. De exemplu, pentru realizarea sarcinilor tehnologice ale utilajelor mobile, se adoptă curent presiuni nominale cuprinse între 210 şi 320 bar, deoarece se urmăreşte reducerea la minimum a gabaritului şi greutății transmisiilor hidraulice, în timp ce pentru acționarea maselor maşinilor de rectificat p_n = 20 ... 40 bar, în scopul reducerii la minimum a şocurilor hidraulice care afectează calitatea prelucrării.
Din relațiile

$$F_e = p_n \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \eta_m \tag{9.5}$$

şi

$$F_i = p_n \cdot \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} \eta_m \tag{9.6}$$

se calculează

$$D \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_e}{p_n \cdot \eta_m}} \tag{9.7}$$

şi

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4F_i}{\pi \cdot p_n \cdot \eta_m}} \tag{9.8}$$

În cazul cilindrilor cu plunjer, D este diametrul interior al ghidajului, iar pentru cilindrii telescopici, D reprezintă diametrul ultimei trepte (plunjerului).

Se pot calcula în continuare debitele

$$Q_e = v_e \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4\eta_v} \tag{9.9}$$

şi

$$Q_i = v_i \cdot \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4\eta_v} \tag{9.10}$$

Randamentul volumic depinde de tipul etanşărilor şi de presiune; în calcule preliminare se poate admite $\eta_v \cong$ 0,97 … 0,98.

Puterea hidraulică consumată de cilindru pentru a furniza forța F_e la viteza v_e este

$$P_h = p_n \cdot Q_e \tag{9.11}$$

În regim staționar cursa s este parcursă la ieşirea tijei în timpul $t_{se} = s / v_e$; la retragerea tijei, $t_{si} = s / v_i$.

Dacă orificiile cilindrului sunt închise, forța rezistentă determină scăderea volumului lichidului cu

$$\Delta V = V \cdot \frac{p}{\varepsilon} = s \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}} \cdot \frac{1}{\varepsilon} = \frac{s \cdot F}{\varepsilon} \tag{9.12}$$

deci lungimea cilindrului se reduce cu

$$\Delta s = \frac{\Delta V}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{sF}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}\varepsilon} \tag{9.13}$$

Diametrele racordurilor se calculează impunând viteza medie a lichidului, v_l :

$$d_{e,i} = \sqrt{\frac{4Q_{e,i}}{\pi \cdot v_l}} \tag{9.14}$$

Se poate admite orientativ

$$v_l = 3 + \frac{p_n - 30}{90} \quad [\text{m/s}], \tag{9.15}$$

presiunea p_n fiind exprimată în bar.

Principala problemă de rezistență mecanică ridicată de un cilindru hidraulic este flambajul tijei. Sarcina critică de flambaj se calculează cu relația

$$F_{ecr} = \pi^2 \frac{E \cdot I}{l_f^2} \tag{9.16}$$

în care lungimea de flambaj l_f depinde de tipul elementelor de prindere ale tijei şi corpului. În figura 9.28 sunt indicate lungimile de flambaj corespunzătoare câtorva tipuri de prinderi. Dacă tija este executată din bară circulară de oțel, $I = \pi \cdot d^2/64$ şi $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ bar, deci

$$F_{ecr} \cong 10^{11} \cdot \frac{d^4}{l_f^2} \qquad [\text{N}] \tag{9.17}$$

d şi l_f fiind exprimate în m.

Cilindrii hidraulici se execută curent pentru presiuni cuprinse între 20 şi 350 bar, limita superioară fiind de circa 2000 bar; diametrele nominale variază între 10 şi 600 mm, în cazul preselor hidraulice atingând 1400 mm; cursele uzuale sunt cuprinse între 10 şi 6000 mm, în cazul instalațiilor hidroenergetice atingând 18000 mm.

În figura 9.29 se prezintă ca exemplu nomograma de alegere a cilindrilor produşi de firma BOSCH (Germania), iar în tabelul 9.1 se indică principalele caracteristici ale cilindrilor tipizaţi din ţara noastră.

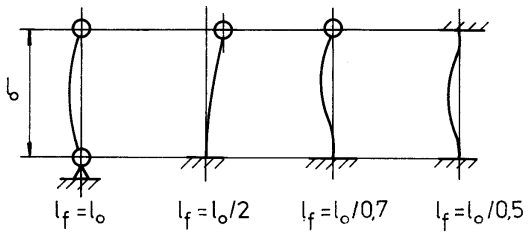


Fig. 9.28. Lungimea de flambaj a cilindrilor hidraulici în funcţie de tipul elementelor de prindere ale tijei şi corpului.

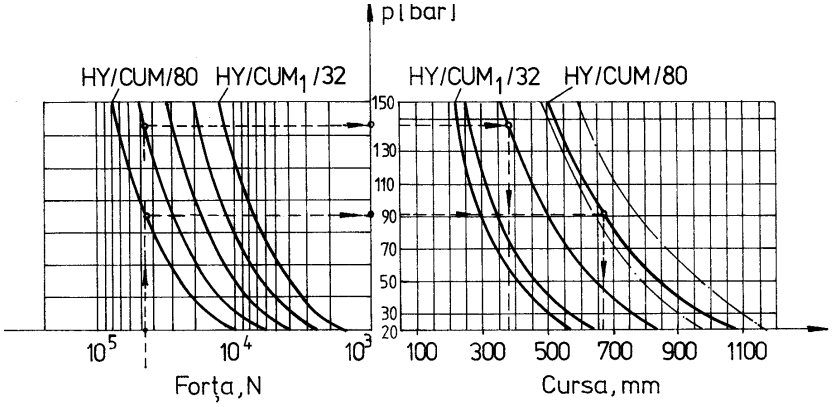


Fig. 9.29. Nomogramă de alegere a cilindrilor (BOSCH-Germania).

Aplicaţia 9.1. Frânarea cilindrilor hidraulici la cap de cursă

Pistoanele care ating viteze mari sau acţionează mase importante provoacă scoaterea prematură din funcţiune a cilindrilor prin lovirea repetată a capacelor. Acest proces poate fi evitat prin frânarea pistoanelor la cap de cursă cu procedee mecanice sau hidraulice (fig. A.9.1-1).

La viteze moderate se introduc în cilindri arcuri elicoidale sau disc (a) dar există pericolul ruperii arcurilor. Cele mai răspândite procedee de frânare se bazează pe introducerea unei rezistenţe hidraulice în circuitul de evacuare a lichidului din cilindru, având ca efect creşterea presiunii pe faţa pasivă a pistonului, deci frânarea acestuia.

O soluţie simplă constă din executarea pistonului în două trepte (b) şi practicarea unui alezaj între pistonul mic şi capac. Evacuarea lichidului din camera formată între pistonul mic şi capac necesită o suprapresiune care produce frânarea pistonului. Legea de variaţie a vitezei poate fi controlată prin conicitatea pistonului (c) sau prin forma crestăturilor practicate pe piston (d). Supapa de sens amplasată

Tabelul 9.1 **Caracteristicile cilindrilor tipizați în România.**

D [mm]	$\pi d^2/4$ [cm^2]	d [mm	p [bar]	F [daN]	L_r [mm]	D [mm]	$\pi d^2/4$ [cm^2]	d [mm]	p [bar]	F [daN]	L_r [mm]
40	12.5	18	50	628	658	50	19.6	22	50	982	786.2
			100	1256	465.3				100	1963	556
			210	2639	321				210	4123	383.6
		25	50	628	1269.4			32	50	982	1663.5
			100	1256	897.6				100	1963	1176.2
			210	2639	619.3				210	4123	811.7
63	31.2	28	50	1559	1010.8	80	50.3	36	50	2513	1316
			100	3117	714.7				100	5026	930.4
			210	6546	493.2				210	10555	642
		40	50	1559	2062.6			50	50	2513	2538.4
			100	3117	1458.7				100	5026	1795
			210	6546	1006.6				210	10555	1238.6
90	63.6	40	50	3181	1444	100	78.5	45	50	3925	1645
			100	6362	1021				100	7850	1163
			210	13360	704.6				210	16485	803
		56	50	3181	2830			63	50	3925	3224
			100	6362	2001				100	7850	2280
			210	13360	1381				210	16485	1573
110	95	50	50	4750	1846	125	122.7	55	50	3925	1965
			100	9500	1305				100	7850	1390
			210	19950	901				210	16485	959
		70	50	4750	3619			80	50	3925	4159
			100	9500	2559				100	7850	2941
			210	19950	1766				210	16485	2029
140	154	63	50	7700	2302	160	201	70	50	6135	2488
			100	15400	1628				100	12270	1759
			210	32340	1123				210	25767	1214
		80	50	7700	3712			100	50	6135	5077
			100	15400	2625				100	12270	3590
			210	32340	1811				210	25767	2477
180	254	80	50	12725	2888	200	314	90	50	15700	3290
			100	25450	2042				100	31400	2326
			210	53445	1409				210	65940	1605
		110	50	12725	5460			125	50	15700	6347
			100	25450	3861				100	31400	4488
			210	53445	2664				210	65940	3097
220	380	110	50	19000	4468	250	491	110	50	24550	3931
			100	38000	3150				100	49110	2779
			210	79800	2180				210	103110	1918
		160	50	19000	453			160	50	24550	8316
			100	38000	684				100	49110	5880
			210	79800	612				210	103110	4058
280	616	125	50	3080	4532						
			100	61600	3204						
			210	129380	2211						
		180	50	3080	7425						
			100	61600	6644						
			210	129380	4585						

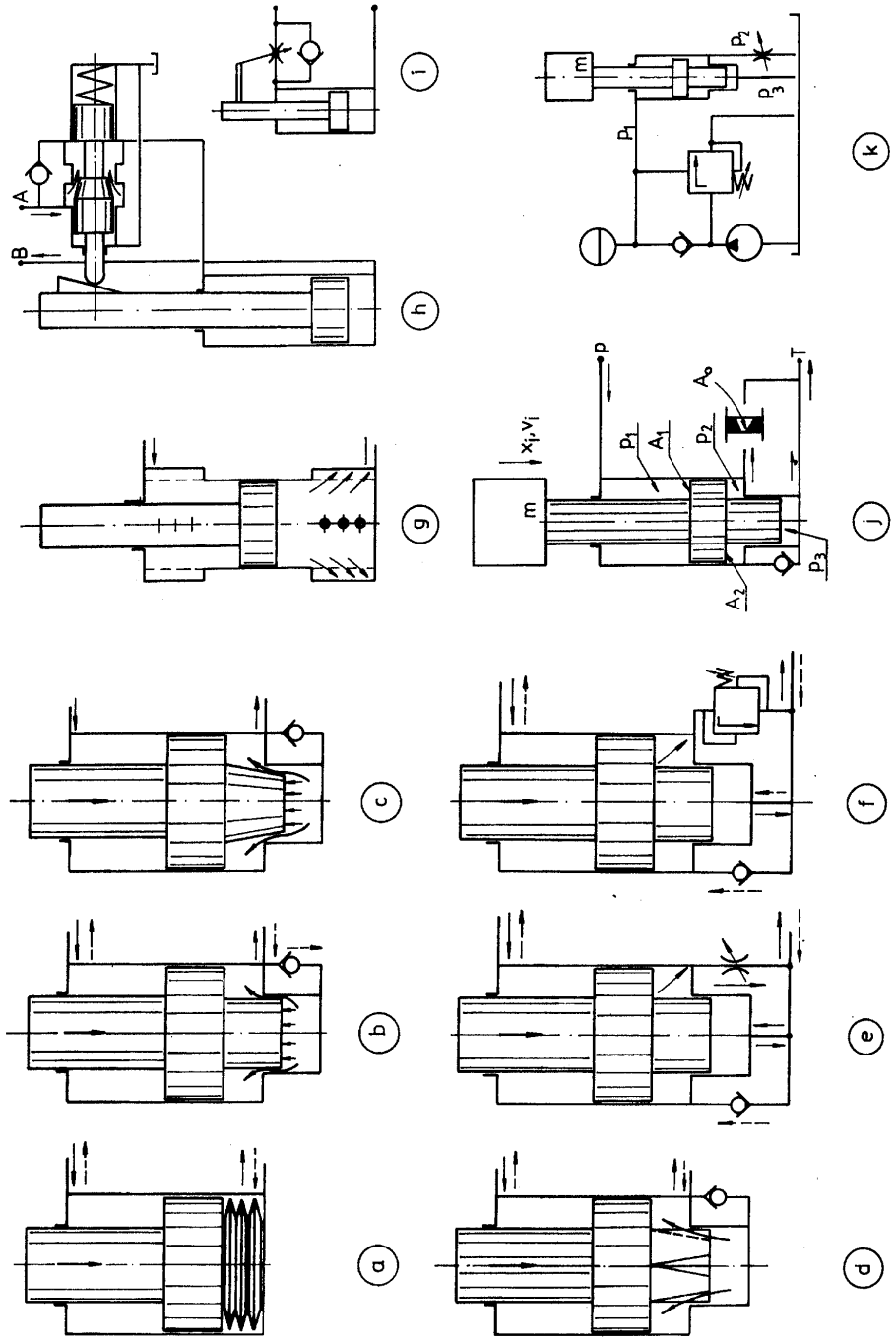


Fig. A.9.1-1. Procedee de frânare a pistoanelor la cap de cursă:
a) cu arcuri disc; b) cu fantă inelară; c) cu fantă conică; d) cu crestături triunghiulare; e) cu drosel reglabil; f) cu supapă de limitare a presiunii; g) cu orificii calibrate practicate în cămaşă; h, i) cu drosel comandat de tijă; j, k) cu orificiu calibrat.

în paralel cu rezistența corespunzătoare fantei cilindrice sau conice permite accelerarea maximă a pistonului în sens contrar. Decelerarea poate fi reglată cu ajutorul unui drosel variabil (e) dispus în paralel cu racordul de alimentare al cilindrului de diametru mic. Dacă droselul este înlocuit cu o supapă de limitare a presiunii (f), se obține o decelare practic constantă.

Liniarizarea frânării se poate realiza şi prin practicarea într-o anumită succesiune a unor orificii calibrate în cămaşa cilindrului, orificii pe care pistonul le obturează succesiv, mărind rezistența circuitului de retur pe măsură ce este frânat (g).

Reducerea vitezei pistonului la cap de cursă se obține şi prin introducerea pe cale mecanică a unei rezistențe hidraulice variabile în circuitul de admisie (h şi i).

Calculul unui sistem de frânare are ca scop stabilirea legii de variație a vitezei pistonului în timp ca funcție de parametrii geometrici, cinematici şi dinamici ai sistemului. Se consideră spre exemplificare cazul din figura A.9.1-1,j,k (cel mai frecvent).

În ecuația de echilibru dinamic al pistonului,

$$-m\cdot a_p + m\cdot g + p_1\cdot A_1 - p_2\cdot A_2 - p_3\cdot A_3 = 0 \qquad (9.1.1)$$

m este masa totală a pistonului, tijei şi sarcinii acționate; p_1 – presiunea de alimentare a cilindrului; p_2 – presiunea pe suprafața inelară pasivă a pistonului; p_3 – presiunea circuitului de evacuare a lichidului din cilindru; A_1 – aria suprafeței inelare active a pistonului; A_2 – aria suprafeței inelare pasive a pistonului; A_3 - aria pistonului mic; a_p – accelerația pistonului.

Se admite că cilindrul este alimentat la presiune constantă p_1, de exemplu, cu sistemul din figura A.9.1-1,k, format dintr-o pompă cu debit constant, un acumulator hidropneumatic şi o supapă normal-închisă cu comandă externă şi supapă de sens dispusă în paralel; se admite, de asemenea, că p_3 este egală cu presiunea din rezervor (constantă).

Presiunea p_2 se calculează din caracteristica de regim staționar a orificiului de frânare,

$$Q_d = c_d\cdot A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_3)} \qquad (9.1.2)$$

în care A_0 este aria orificiului; c_d – coeficientul de debit (considerat constant); ρ - densitatea lichidului. Ținând seama de ecuația de continuitate,

$$Q_p = v_p\cdot A_2 = Q_d \qquad (9.1.3)$$

în care v_p este viteza pistonului, din relația (9.1.2) rezultă

$$p_2 = p_3 + \frac{\rho\cdot v_p^2\cdot A_2^2}{2c_d^2\cdot A_0^2} \qquad (9.1.4)$$

Ecuația de mişcare a pistonului devine

$$A\frac{dv_p}{dt} = B - v_p^2 \tag{9.1.5}$$

unde

$$A = \frac{2c_d^2 \cdot A_0^2 \cdot m}{\rho \cdot A_2^3}$$

şi

$$B = \frac{2c_d^2 \cdot A_0^2 \cdot m}{\rho \cdot A_2^3} \cdot \left[p_1 \cdot A_1 - p_3 \cdot \left(A_2 + A_3\right) + m \cdot g\right]$$

Ecuația diferențială (9.1.5) se rezolvă prin separarea variabilelor:

$$\frac{dv_p}{B - v_p^2} = \frac{dt}{A} \tag{9.1.6}$$

deci

$$\frac{1}{2\sqrt{B}} \ln \frac{v_p + \sqrt{B}}{v_p - \sqrt{B}} = \frac{t}{A} + C \tag{9.1.7}$$

Constanta de integrare, C, se determină din condiția inițială $v_p\,(0) = v_0$, în care v_0 este viteza pistonului în momentul începerii frânării.

Rezultă

$$C = \frac{1}{2\sqrt{B}} \ln \frac{v_0 + \sqrt{B}}{v_0 - \sqrt{B}} \tag{9.1.8}$$

deci

$$t\left(v_p\right) = \frac{A}{2\sqrt{B}} \ln \frac{v_p + \sqrt{B}}{v_p - \sqrt{B}} \cdot \frac{v_0 - \sqrt{B}}{v_0 + \sqrt{B}} \tag{9.1.9}$$

sau

$$v_p(t) = \sqrt{B}\,\frac{v_0 + \sqrt{B} + (v_0 - \sqrt{B})\,e^{-\left(2\sqrt{B}/A\right)t}}{v_0 + \sqrt{B} - \left(v_0 - \sqrt{B}\right)e^{-\left(2\sqrt{B}/A\right)t}} \tag{9.1.10}$$

Când $t \to \infty$, $v_p \to \sqrt{B}$, deci viteza finală a pistonului, v_f, nu este nulă. Dacă se impune această viteză, se poate calcula t_f (v_f) din relația (9.1.9) şi apoi cursa necesară pentru frânarea până la viteza v_f:

$$s_f = \int_0^{t_f} v_p dt \qquad (9.1.11)$$

Cilindrul hidraulic din figura 4.159 are frânare la ambele capete de cursă prin drosele cu ac conic, reglabile din exterior.

9.2. MOTOARE VOLUMICE BASCULANTE

Sunt utilizate când mecanismul acționat necesită o mişcare de rotație incompletă alternativă, de exemplu pentru reglarea capacității pompelor cu pistoane axiale şi disc înclinat, în lanțurile cinematice de avans intermitent ale maşinilor-unelte, pentru acționarea vanelor sferice şi fluture etc.

Cele mai răspândite soluții constructive întrebuințează ca organe active una sau mai multe palete oscilante (fig. 9.30), unul sau mai multe plunjere cu cremalieră (fig. 9.31 - motor produs de firma PLEIGER - Germania şi fig. 9.32 - motor produs de firma UTITA din ITALIA), sau un piston a cărui mişcare de translație este transformată în mişcare de rotație printr-un şurub cu mai multe începuturi (fig. 9.33).

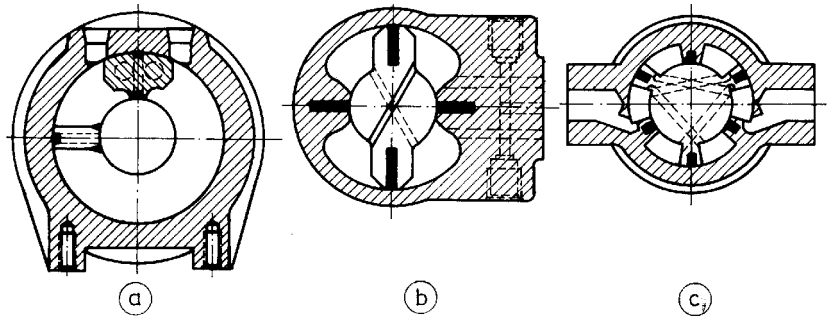


Fig. 9.30. Motoare cu palete oscilante:
a) cu o paletă; b) cu două palete; c) cu trei palete.

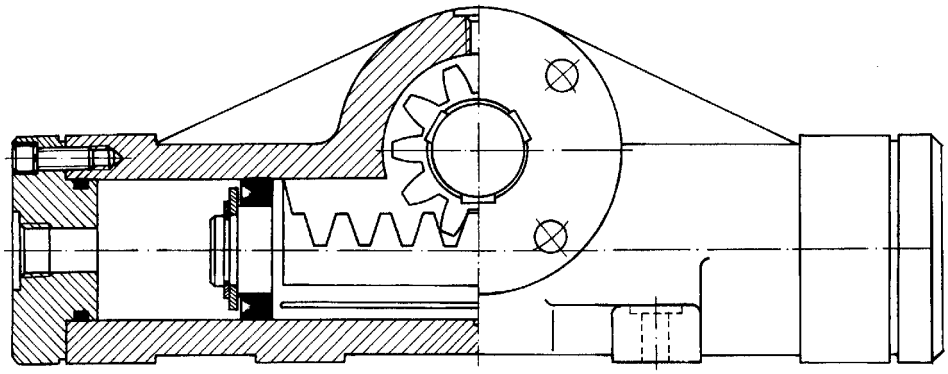


Fig. 9.31. Motor oscilant cu plunjer şi cremalieră (PLEIGER - Germania).

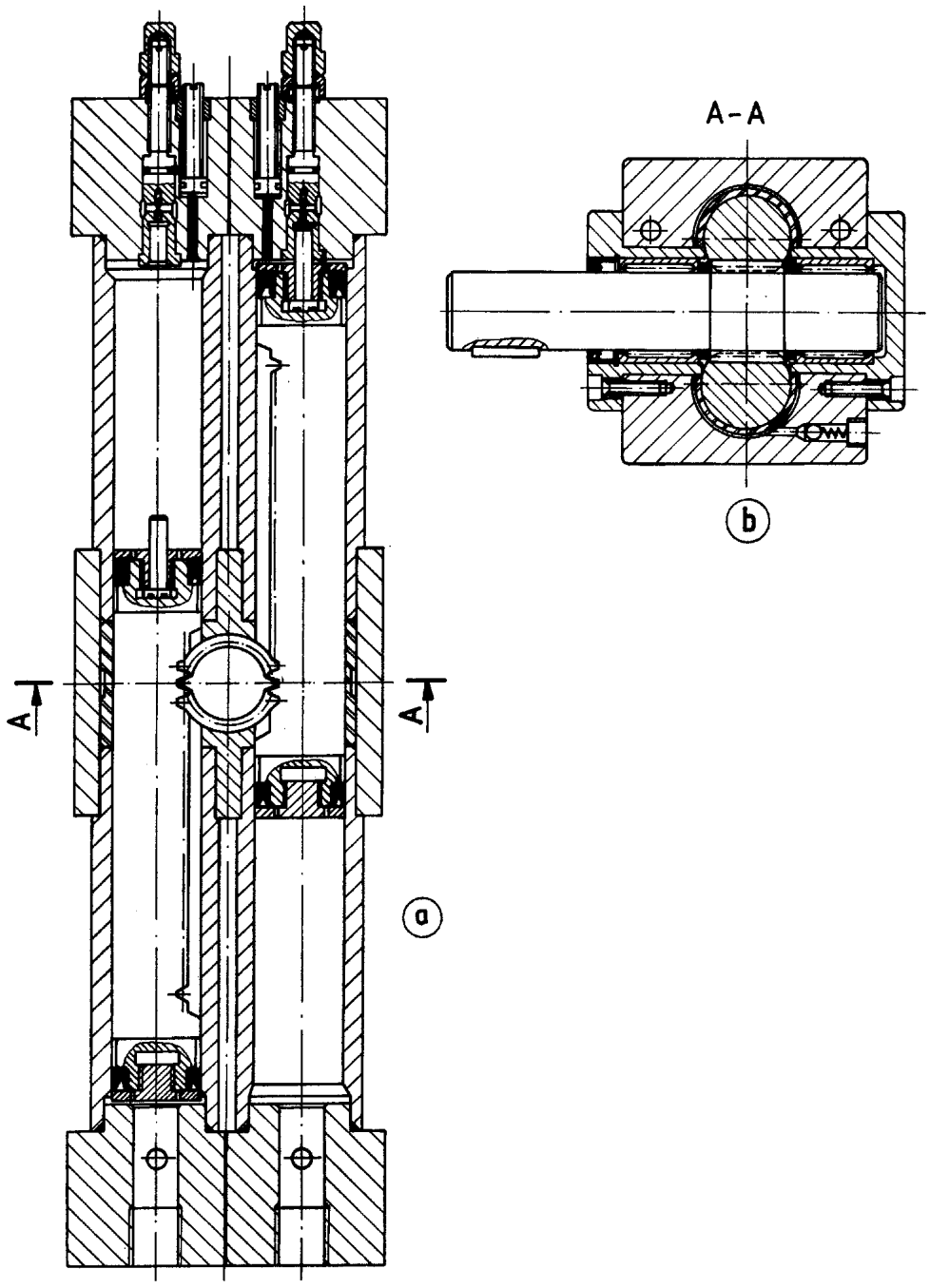


Fig. 9.32. Motor oscilant cu plunjer şi cremaliere (UTITA - Italia):
a) secţiune prin axele plunjerului; b) secţiune prin arbore.

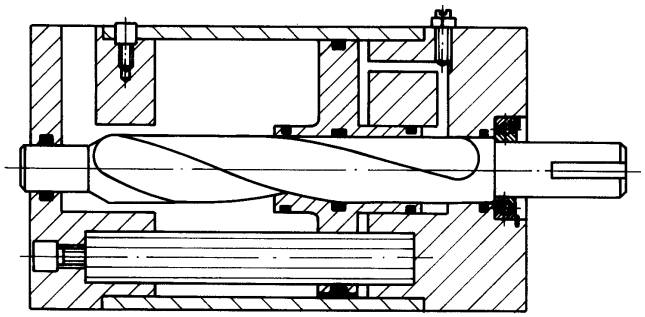


Fig. 9.33. Motor oscilant cu piston şi şurub.

Motoarele cu o paletă asigură un unghi de rotație de circa 300°; fiind neechilibrate static, au lagăre intens solicitate. Motoarele cu două sau trei palete au lagărele descărcate de eforturi radiale, dar unghiurile de rotație sunt mici (100°, respectiv 72°).

Motoarele cu plunjere pot asigura unghiuri mai mari de 360°.

Etanşările periferice şi frontale ale paletelor fixe şi ale celor mobile nu permit funcționarea economică la presiuni mai mari de 100 bar, în timp ce etanşările plunjerelor şi solicitările acestora permit utilizarea la 160 …180 bar.

Momentul teoretic dezvoltat de o paletă de lățime b este

$$M_t = b \cdot \frac{D-d}{2} \cdot \frac{D+d}{4} \cdot (p_1 - p_2) = \frac{b}{8} \cdot \left(D^2 - d^2\right) \cdot \Delta p \qquad (9.18)$$

unde D este diametrul carcasei iar d – diametrul butucului. Debitul corespunzător unei palete care se roteşte cu viteza unghiulară ω este

$$Q_t = \omega \cdot \frac{D+d}{4} \cdot b \frac{D-d}{2} = \omega \cdot b \cdot \frac{D^2 - d^2}{8} \qquad (9.19)$$

Un plunjer de diametru D a cărui cremalieră este situată la distanța R de axa arborelui dezvoltă momentul

$$M_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot R \cdot (p_1 - p_2) \qquad (9.20)$$

Debitul absorbit de un motor cu plunjer, al cărui arbore se roteşte cu viteza unghiulară ω este

$$Q_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot R \cdot \omega . \qquad (9.21)$$

Motoarele cu palete basculante de uz general (fig.9.34) furnizează momente maxime de circa 24000 Nm. În aplicații speciale, ca de exemplu acționarea cârmelor navelor (fig. 9.35) şi reglarea turbinelor DÉRIAZ, aceste motoare ating momente de 1400000 Nm.

Motoarele basculante cu plunjere se produc curent pentru momente maxime de circa 300 000 Nm.

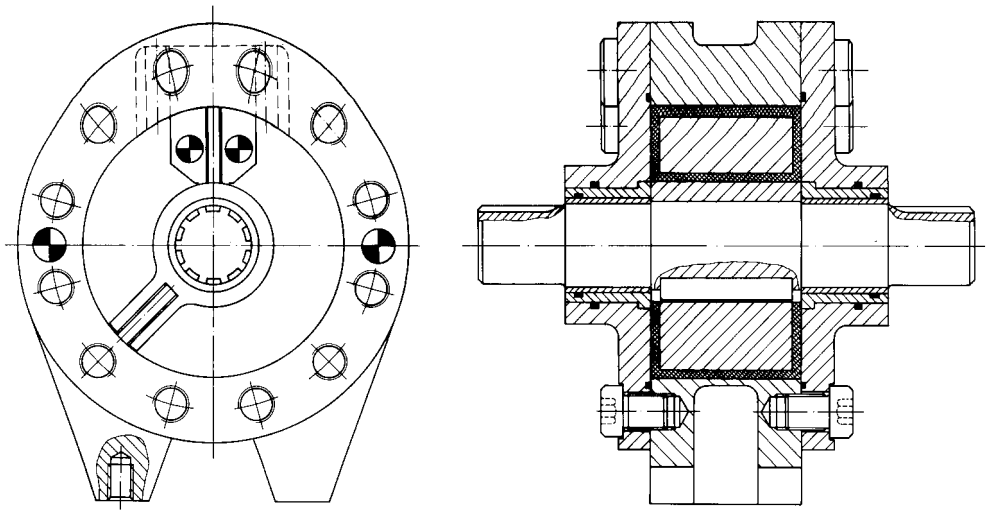


Fig. 9.34. Motor oscilant de uz general (XLO-S.U.A.).

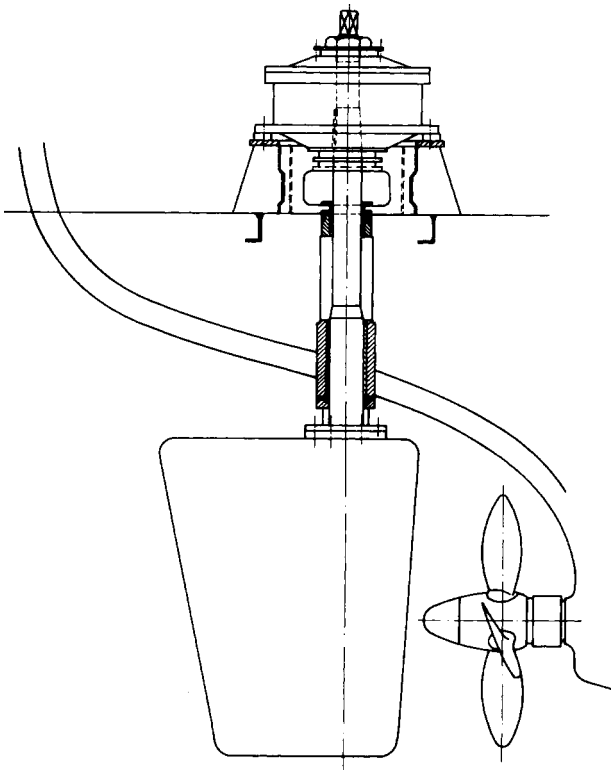


Fig. 9.35. Motor oscilant pentru acționarea cârmelor navale (FRIDENBÖ - Norvegia).

10

ÎNCERCAREA MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE

10.1. PROBLEME GENERALE ALE ÎNCERCĂRII MAŞINILOR VOLUMICE ROTATIVE

Încercarea maşinilor volumice rotative în condiţii de laborator şi industriale constituie o etapă importantă în realizarea acestora, având ca scop:

a) determinarea caracteristicilor funcţionale;

b) studierea proceselor interne şi a influenţei acestora asupra pierderilor de putere la diferite solicitări;

c) identificarea factorilor care influenţează indicatorii de fiabilitate.

Încercările se fac pe baza normei tehnice de produs, care trebuie să conţină următoarele informaţii (conform STAS 8534-70): denumirea, destinaţia, simbolizarea şi schema hidraulică echivalentă; valorile parametrilor funcţionali din tabelul 10.1 garantate de producător în cazul respectării instrucţiunilor de utilizare; tipul maşinii de forţă sau de lucru, tipul cuplajului, sensul de rotaţie al arborelui, sarcinile radiale şi axiale admisibile la capătul arborelui; condiţiile de montare şi racordare la instalaţie (poziţia, modul de fixare, tipul racordurilor etc.); condiţiile de aspiraţie (înălţimea maximă sau depresiunea maximă şi fineţea de filtrare a sorbului); sensul circulaţiei lichidului; momentul de inerţie al pieselor mobile redus la arbore; tipul mecanismului de reglare şi caracteristicile sale tehnice (forţa dezvoltată, cursa, viteza de reglare stabilizată, sensul reglării, timpul de răspuns la semnal treaptă etc.); variaţiile admisibile ale parametrilor funcţionali în timpul procesului de reglare (suprapresiunea, şocul de putere etc.); conţinutul de praf, apă şi substanţe agresive din mediul ambiant în care pompele şi motoarele pot funcţiona normal; tipul caracteristicilor funcţionale care trebuie determinate; indicatorii de fiabilitate; condiţiile de includere în schemele de acţionare, inclusiv elementele de siguranţă, de stabilire a sensului de debitare, filtrele, piesele anexe etc.; metodologia de punere în funcţiune.

10.2. CONŢINUTUL ÎNCERCĂRILOR MAŞINILOR VOLUMICE ROTATIVE

Încercările şi verificările care se fac în scopul realizării unui produs nou (de tip) şi cele efectuate asupra tuturor maşinilor volumice rotative noi (de lot) sunt inventariate în tabelul 10.2.

Volumul geometric de lucru (capacitatea) se determină prin transvazarea, cu ajutorul maşinii volumice, a lichidului dintr-un rezervor într-un recipient gradat. Determinarea se face rotind lent arborele maşinii (10…20 rot/min). Nivelul

10

ÎNCERCAREA MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE

10.1. PROBLEME GENERALE ALE ÎNCERCĂRII MAŞINILOR VOLUMICE ROTATIVE

Încercarea maşinilor volumice rotative în condiţii de laborator şi industriale constituie o etapă importantă în realizarea acestora, având ca scop:

a) determinarea caracteristicilor funcţionale;

b) studierea proceselor interne şi a influenţei acestora asupra pierderilor de putere la diferite solicitări;

c) identificarea factorilor care influenţează indicatorii de fiabilitate.

Încercările se fac pe baza normei tehnice de produs, care trebuie să conţină următoarele informaţii (conform STAS 8534-70): denumirea, destinaţia, simbolizarea şi schema hidraulică echivalentă; valorile parametrilor funcţionali din tabelul 10.1 garantate de producător în cazul respectării instrucţiunilor de utilizare; tipul maşinii de forţă sau de lucru, tipul cuplajului, sensul de rotaţie al arborelui, sarcinile radiale şi axiale admisibile la capătul arborelui; condiţiile de montare şi racordare la instalaţie (poziţia, modul de fixare, tipul racordurilor etc.); condiţiile de aspiraţie (înălţimea maximă sau depresiunea maximă şi fineţea de filtrare a sorbului); sensul circulaţiei lichidului; momentul de inerţie al pieselor mobile redus la arbore; tipul mecanismului de reglare şi caracteristicile sale tehnice (forţa dezvoltată, cursa, viteza de reglare stabilizată, sensul reglării, timpul de răspuns la semnal treaptă etc.); variaţiile admisibile ale parametrilor funcţionali în timpul procesului de reglare (suprapresiunea, şocul de putere etc.); conţinutul de praf, apă şi substanţe agresive din mediul ambiant în care pompele şi motoarele pot funcţiona normal; tipul caracteristicilor funcţionale care trebuie determinate; indicatorii de fiabilitate; condiţiile de includere în schemele de acţionare, inclusiv elementele de siguranţă, de stabilire a sensului de debitare, filtrele, piesele anexe etc.; metodologia de punere în funcţiune.

10.2. CONŢINUTUL ÎNCERCĂRILOR MAŞINILOR VOLUMICE ROTATIVE

Încercările şi verificările care se fac în scopul realizării unui produs nou (de tip) şi cele efectuate asupra tuturor maşinilor volumice rotative noi (de lot) sunt inventariate în tabelul 10.2.

Volumul geometric de lucru (capacitatea) se determină prin transvazarea, cu ajutorul maşinii volumice, a lichidului dintr-un rezervor într-un recipient gradat. Determinarea se face rotind lent arborele maşinii (10…20 rot/min). Nivelul

lichidului din rezervor trebuie să fie puţin mai ridicat sau egal cu nivelul racordului de aspiraţie al maşinii, care lucrează ca pompă. Dimensiunile rezervorului trebuie să fie suficient de mari pentru ca, pe toată durata efectuării măsurătorii, nivelul lichidului să nu scadă cu mai mult de 150 mm. Capătul liber al conductei de refulare trebuie să se afle la înălţimea medie a lichidului din rezervor. Capacitatea mai poate fi determinată măsurând debitul la turaţia nominală, presiunile de la intrare şi de la ieşire fiind practic egale cu cea atmosferică; rezultă $V_g = Q/n$.

În cazul pompelor, presiunea de refulare, este realizată cu un drosel sau o supapă de siguranţă montate pe conducta de refulare (figura 10.1). Presiunea la admisia motoarelor se realizează prin aplicarea unui moment rezistent arborelui, cu o frână (fig. 10.2).

Pentru a reduce presiunea la aspiraţia pompei încercate se utilizează un drosel reglabil amplasat pe conducta de aspiraţie sau se măreşte înălţimea geodezică de aspiraţie.

Pentru mărirea presiunii în racordul de aspiraţie al pompei, se utilizează o pompă auxiliară înseriată cu pompa încercată, având debit cu cca 10% mai mare, debitul excedentar evacuându-se la rezervor printr-o supapă de siguranţă.

Verificarea capacităţii de aspiraţie a pompei se face la valorile maxime şi minime ale turaţiei şi viscozităţii.

Tabelul 10.1. **Parametrii funcţionali ai maşinilor volumice rotative**

Nr. crt.	Denumirea		Simbol	Unităţi de măsură	
				Sistem SI	tolerate
1.	Presiunea	nominală	p_n	MN/m^2	bar
		maximă	p_{max}		
		minimă	p_{min}		
2.	Presiunea la intrarea în pompă sau la ieşirea din motor	minimă	p_{min}	MN/m^2	bar
		maximă	p_{max}		
3.	Turaţia	nominală	n_n	rot/s	rot/min
		maximă	n_{max}		
		minimă	n_{min}		
4.	Gradul de neregularitate al mişcării de rotaţie a motoarelor la turaţia nominală		δ_n	%	-
5.	Volumul geometric de lucru	nominal	V_{gn} (V_n)	m^3/rot	cm^3/rot
		minim (pompe şi motoare reglabile)			
6.	Debitul nominal (informativ)		Q_n	dm^3/s	l/min
7.	Pulsaţia debitului		δ_Q	%	%
8.	Momentul nominal		M_n	Nm	kgfm
9.	Momentul de pornire		M_0	Nm	kgfm
10.	Puterea nominală		P_n	kW	CP
11.	Randamentul la parametrii nominali	volumic	η_v	%	-
		total	η_t	%	-
12.	Lichidul de lucru	tipul lichidului			
		viscozitatea cinematică minimă	ν_{min}	mm^2/s	cSt
		viscozitatea cinematică maximă	ν_{max}	mm^2/s	cSt
		temperatura minimă	t_{min}	K	°C
		temparatura maximă	t_{max}	K	°C
		finețea nominală de filtrare	δ_n	μm	-
13.	Temperatura mediului ambiant	minimă	T_{min}	K	°C
		maximă	T_{max}	K	°C
14.	Masa (fără lichid de lucru)		m	kg	-
15.	Nivelul de zgomot		-	dB	-

Tabelul 10.2. **Verificările sau încercările maşinilor volumice rotative**

Nr. crt.	Denumirea verificării sau încercării		Pompe		Motoare	
			Încercări			
			de tip	de lot	de tip	de lot
1.	Aspectul exterior		x	x	x	x
2.	Dimensiunile de legătură şi gabarit		x	x[2)]	x	x[2)]
3.	Dimensiunile reperelor principale		x	-	x	-
4.	Materialul pieselor		x	x	x	x
5.	Masa		x	-	x	-
6.	Volumul geometric de lucru		x	-	x	x
7.	Presiunea:	nominală	x	x	x	x
		minimă	x	-	x	x
		maximă	x	-	x	-
8.	Presiunea la intrarea în pompă sau la ieşirea din motor		x[1)]	-	x[1)]	-
9.	Turaţia:	nominală	x	x	x	x
		minimă	x[3)]	-	x	-
		maximă	x	-	x	-
10.	Neuniformitatea turaţiei		-	-	x	-
11.	Debitul		x	x	-	-
12.	Neuniformitatea debitului		x	-	-	-
13.	Momentul nominal		-	-	x	x[2)]
14.	Momentul de demarare		-	-	x	-
15.	Puterea de intrare		x	-	-	-
16.	Nivelul de zgomot		x	-	x	-
17.	Etanşeitatea exterioară		x	x	x	x
18.	Durata de funcţionare		x	-	x	-
19.	Rezistenţa la presiune[1)]		x	-	x	-
20.	Funcţionarea la temperaturi limită		x	-	x	-
21.	Trasarea curbelor caracteristice		x	-	x	-

1) Nu se execută la încercările de tip periodice.
2) Verificarea se poate efectua prin sondaj, pe un număr de bucăţi stabilit în documentaţia tehnică.
3) Pentru pompele cu aspiraţie prin vacuum.

Suprapresiunea în racordul de evacuare al motorului se creează cu un drosel sau o supapă de siguranţă.

Prin creşterea continuă a rezistenţei hidraulice de pe racordul de aspiraţie, pompa intră în regimul de funcţionare critic, caracterizat prin scăderea bruscă a debitului şi apariţia unui zgomot caracteristic. Încercarea se face la turaţie nominală.

Turaţia minimă a arborelui motorului se determină la momentul nominal şi reprezintă turaţia pentru care gradul de neuniformitate a turaţiei δ_n, este egal cu cel admis. Prin definiţie

$$\delta_n = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{med}}$$

unde ω_{max} , ω_{min} şi ω_{med} reprezintă respectiv viteza unghiulară maximă, minimă şi medie.

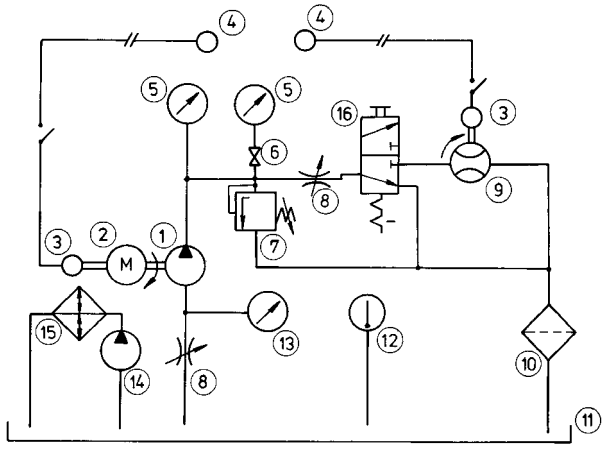


Fig. 10.1. Schema de principiu a unui stand pentru încercări de tip ale pompelor volumice: 1 - pompa încercată; 2 - electromotor cu stator basculant şi balanţă; 3 - generator de impulsuri (tahogenerator); 4 - frecvenţmetru; 5 - manometru; 6 - robinet; 7 - supapă de limitare a presiunii; 8 - drosel reglabil; 9 - debitmetru; 10 - filtru de retur; 11 - rezervor; 12 - termometru; 13 - vacuumetru; 14 - pompă auxiliară; 15 - schimbător de căldură; 16 - distribuitor hidraulic.

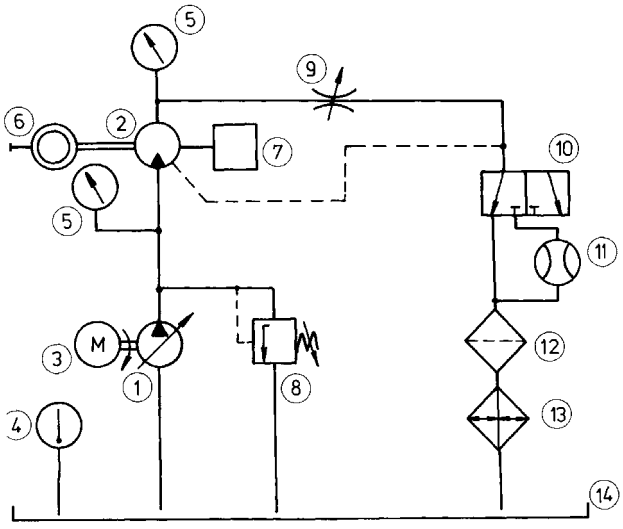


Fig. 10.2. Schema de principiu a unui stand pentru încercări de tip ale motoarelor volumice rotative:
1 - pompă cu debit variabil; 2 - motorul încercat; 3 - motorul de antrenare al pompei; 4 - termometru; 5 - manometru; 6 - frână dinamometrică; 7 - turometru; 8 - supapă de limitare a presiunii; 9 - drosel reglabil; 10 - distribuitor hidraulic; 11 - debitmetru; 12 - filtru de retur; 13 - schimbător de căldură; 14 - rezervor.

În cadrul încercărilor de tip, debitul pompelor se măsoară la diferite valori ale presiunii şi turației, inclusiv la valorile lor nominale, maxime şi minime şi la mersul în gol.

În cazul încercărilor de lot debitul se măsoară la presiunea şi turația nominală.

Verificarea neuniformității debitului pompelor se face la presiunea şi turația nominală. Se admite ca alternativă măsurarea neuniformității presiunii la turația şi presiunea medie nominală.

La încercările de tip, momentul se măsoară pentru diferite presiuni şi turații, inclusiv la valorile lor minime şi maxime. La încercările de lot, momentul se măsoară numai la presiunea şi turația nominală.

Determinarea momentului de demarare al unui motor se face cu arborele blocat, măsurând cuplul dezvoltat când se alimentează racordul de admisie la presiunea nominală. Se consideră cel puțin trei poziții unghiulare ale arborelui, admițând ca rezultat valoarea minimă.

În cazul motoarelor reglabile se consideră diferite capacități, determinând dependența dintre momentul de demaraj şi capacitate.

În cadrul probelor de tip, puterea la intrare se măsoară la diferite presiuni şi turații, inclusiv la valorile lor nominale şi maxime, la turația minimă şi la mersul în gol. La încercările de lot, puterea absorbită de pompă poate fi măsurată prin tararea electromotorului de antrenare.

Verificarea nivelului de zgomot se efectuează pe întreaga plajă de variație a turației şi momentului.

Măsurătorile se efectuează la distanța de un metru de maşină şi la înălțimea de 1,3 m de sol.

Verificarea etanşeității exterioare se face pe toată durata încercărilor, precum şi în regim de suprasarcină de scurtă durată la $p_t = (1{,}25 \ldots 1{,}5)p_n$ şi la temperatura maximă a lichidului.

Durata de funcționare se verifică, atât la sarcină constantă (500 h), cât şi la sarcină periodică (500 h); frecvența presiunii este de 1-2 Hz, gradientul presiunii fiind de circa 5000 bar/s. După fiecare etapă de 24 sau 48 ore se determină randamentul volumic şi cel total. Totodată se face şi măsurarea uzurii principalelor piese greu solicitate. Se înregistrează continuu temperatura lichidului şi puterea consumată.

Încercarea de rezistență la presiune se face cu arborele frânat, la presiunea $p_I = 1{,}5\ p_n$, timp de trei minute.

Funcționarea la temperatură limită se realizează în camere termostatate special amenajate, care asigură uzual temperaturi în gama -50^0C …$+90^0$C.

10.3. PREZENTAREA REZULTATELOR ÎNCERCĂRILOR MAŞINILOR VOLUMICE ROTATIVE

Rezultatele încercărilor primare energetice sunt prezentate sintetic în buletine, sub formă tabelară sau grafică.

Tabelele descriu condiţiile de încercare şi conţin valorile măsurate ale parametrilor funcţionali. Condiţiile de încercare specificate uzual sunt: tipul maşinii încercate, seria de fabricaţie, tipul lichidului funcţional, temperatura şi fineţea de filtrare a acestuia, temperatura mediului ambiant, tipul aparatelor de măsură, domeniul de utilizare şi clasa lor de precizie. Se exemplifică prezentarea acestor informaţii în buletinele de încercări din anexele 10.1 şi 10.2 (buletine de încercări reproduse cu acordul U.M. Plopeni).

În cazul pompelor se reprezintă grafic variaţia debitului real, a momentului şi puterii absorbite, randamentului mecanic, volumic şi a celui total în funcţie de presiune, pentru diferite turaţii de antrenare, sau în funcţie de turaţie, pentru diferite presiuni (fig. 7.1). Dacă debitul pompei este variabil, se reprezintă aceste curbe pentru capacitatea maximă şi pentru o altă capacitate considerată caracteristică (fig. 10.3). Dacă pompa este dublă, se încearcă separat fiecare secţiune (treaptă) din punct de vedere hidraulic (fig. 10.4).

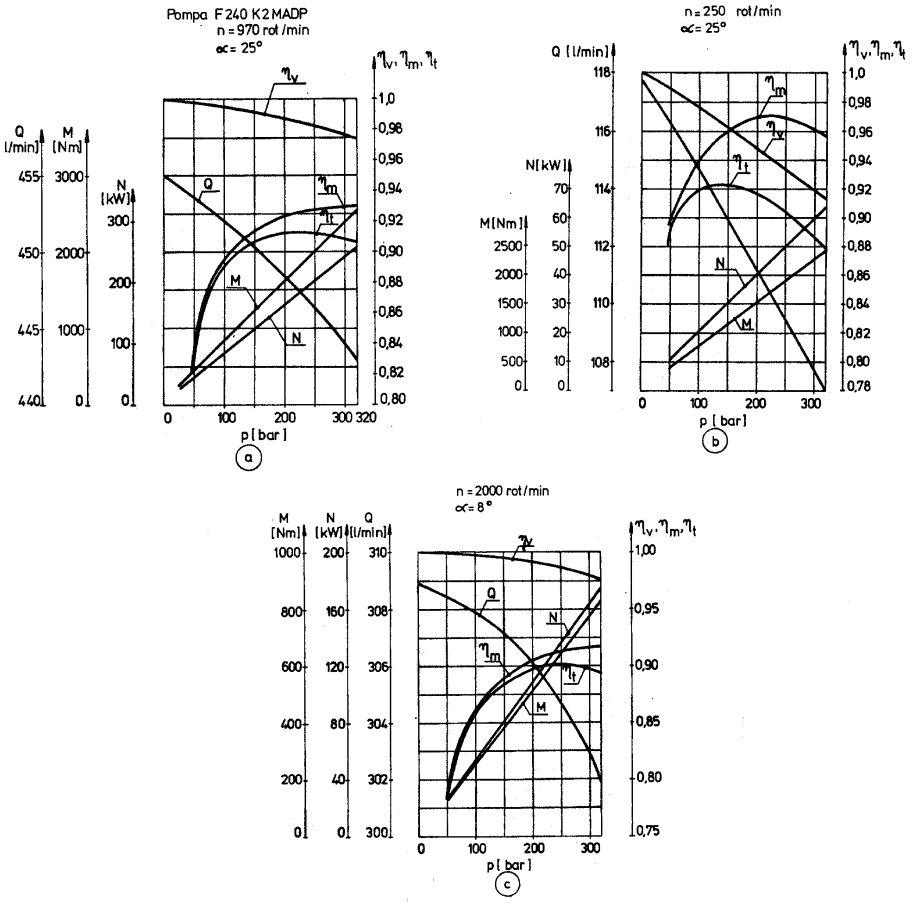


Fig. 10.3. Caracteristicile funcţionale ale unei pompe cu pistoane axiale:
a) la turaţia nominală şi capacitatea maximă; b) la turaţia minimă şi capacitatea maximă; c) la turaţia maximă şi capacitatea minimă de funcţionare continuă.

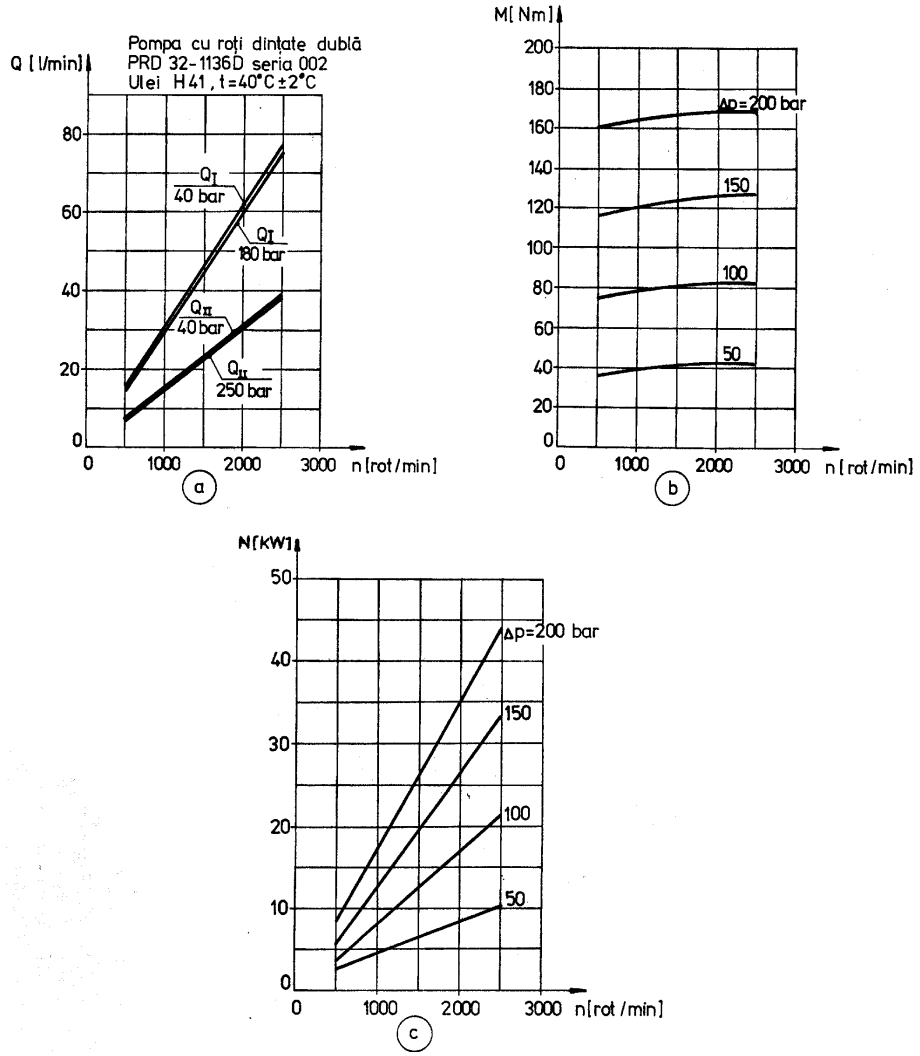


Fig. 10.4. Caracteristicile funcționale ale unei pompe cu roți dințate dublă: a) variația debitului în funcție de turație la presiune constantă; b) variația momentului absorbit în funcție de turație, la presiune constantă; c) variația puterii absorbite în funcție de turație, la presiune constantă.

În scopul reducerii numărului de curbe şi pentru a facilita alegerea pompelor, rezultatele încercărilor sunt prezentate şi sub forma unor familii de curbe de egal randament şi de egală putere absorbită, în coordonate debit - presiune (fig. 10.5).

O altă modalitate practică de prezentare a caracteristicilor pompelor volumice este indicată în figura 10.6 şi corespunde tiposeriei HY/ZFS11 produsă de firma BOSCH (Gemania) şi de U.M.Plopeni în licență, sub denumirea PRD 2. Utilizând două diagrame specifice tiposeriei şi câte două diagrame pentru fiecare mărime de pompă se calculează succesiv debitul teoretic, puterea teoretică, debitul

real, momentul real, puterea reală şi randamentul volumic, mecanic şi total, considerând ca date turaţia, capacitatea şi presiunea. De exemplu, pentru n = 2000 rot/min, V = 16 cm^3/rot, şi Δp = 200 bar, din figura 10.6,a rezultă debitul teoretic mediu, Q_{tm} = 32 l/min şi puterea teoretică, N_t = 10,66 kW; din figura 10.6,b, se obţine debitul real, Q = 31,2 l/min, iar din figurile 10.6,c şi d se determină puterea absorbită, N_a = 11,9 kW şi momentul absorbit, M_a= 56,8 Nm.

Se pot calcula apoi următoarele mărimi: $\omega = \pi \cdot n/30 = \pi \cdot 2000/30 =$ 209,4 rad/s; $M_t = N_t / \omega = 10\ 666/209{,}4 = 50{,}93$ Nm; $\eta_v = Q/Q_{tm} = 31{,}2 / 32 =$ 0,975; $\eta_m = M_t / M_a = 50{,}93 / 56{,}8 = 0{,}896$; $N = \Delta p \cdot Q = 200 \cdot 10^5 \cdot 31{,}2/60\ 000 =$ 10,4 kW; $\eta_t = 10{,}4/11{,}9 = 0{,}874$.

În cazul motoarelor se reprezintă grafic variaţia debitului absorbit, momentului şi puterii furnizate, randamentului volumic, mecanic şi a celui total în funcţie de turaţie, la cădere de presiune constantă, sau în funcţie de căderea de presiune, la turaţie constantă (fig. 7.3); aceste informaţii permit alegerea rapidă a tipo-dimensiunii de motor necesară unei aplicaţii date, deoarece conţin curbe de egală putere produsă şi egal randament, în coordonate moment - turaţie.

În figura 10.7 se prezintă caracteristicile motorului HY/MZF11/16, produs de firma BOSCH (Germania) şi de U.M. Plopeni în licenţă, sub denumirea MRD2. Diagrama din figura 10.7,a permite calculul debitului absorbit de motor, iar debitul teoretic se determină din figura 10.6,a; puterea şi momentul furnizate rezultă din figurile 10.7,c şi d. Considerând ca date turaţia şi căderea de presiune, se calculează succesiv toate mărimile ce definesc regimul staţionar al motorului. De exemplu, pentru n = 2000 rot/min, V = 16 cm^3/rot şi Δp = 200 bar, rezultă: debitul teoretic mediu, Q_{tm} = 32 l/min; puterea teoretică, N_t = 10,66 kW; debitul real, Q = 35 l/min; puterea furnizată, N = 9,5 kW; momentul furnizat, M = 45,4 Nm; η_v = 32/35 = 0,914; $\eta_m = M/M_t = 45{,}4/50{,}93 = 0{,}891$; $\eta_t = \eta_v \cdot \eta_m = 0{,}914 \cdot 0{,}891 = 0{,}815$.

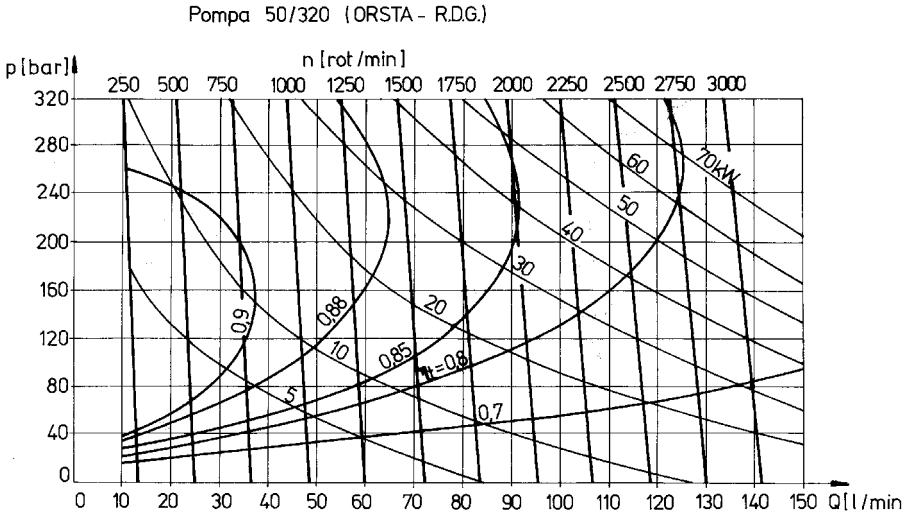


Fig. 10.5. Caracteristica universală a unei pompe cu pistoane axiale cu disc înclinat.

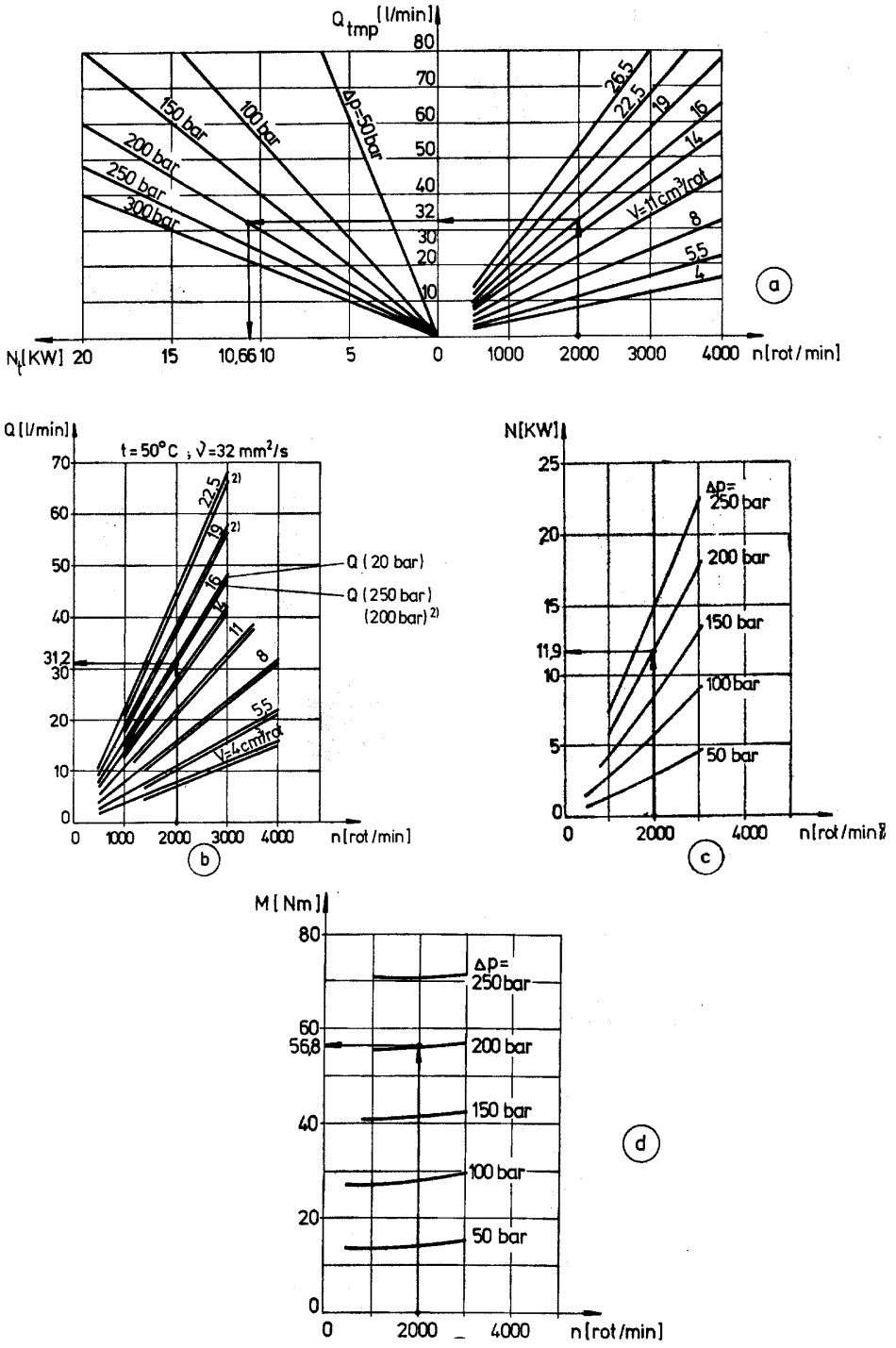


Fig. 10.6. Caracteristicile funcționale ale pompei HY/ZFS11/16 (BOSCH).

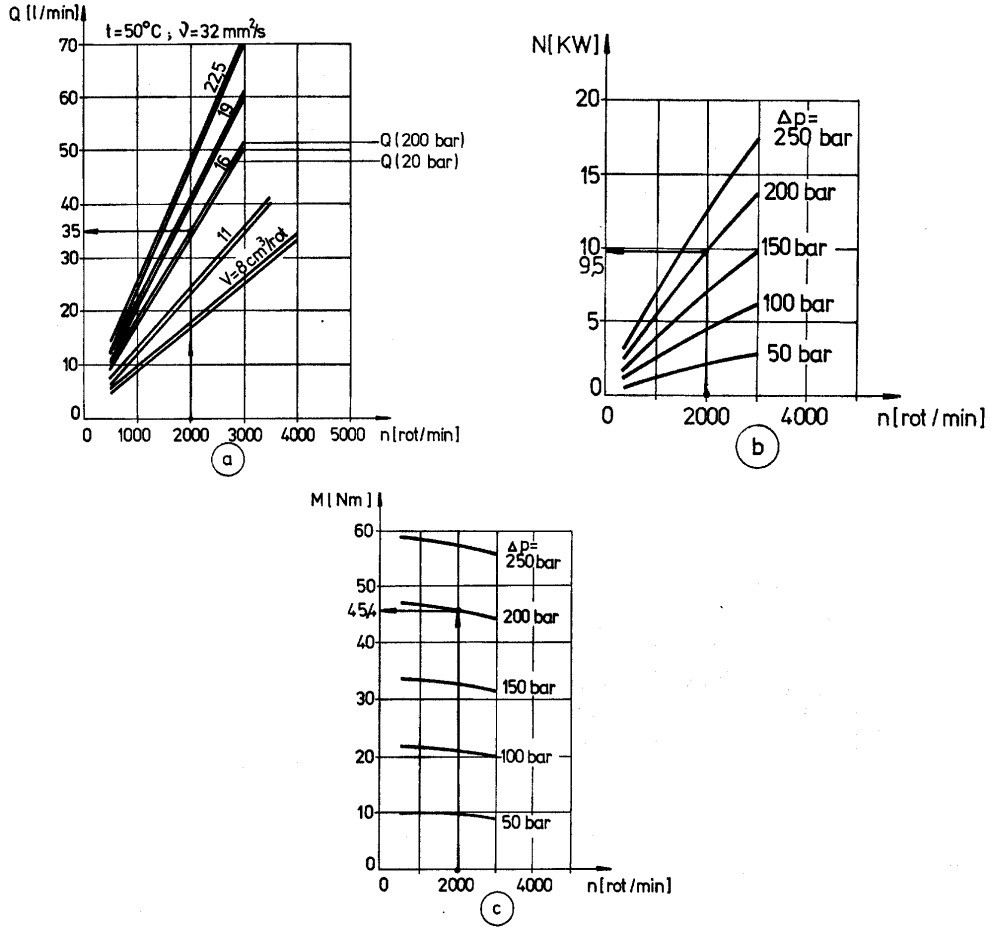


Fig. 10.7. Caracteristicile funcționale ale motorului HY/MZFS11/16 (BOSCH).

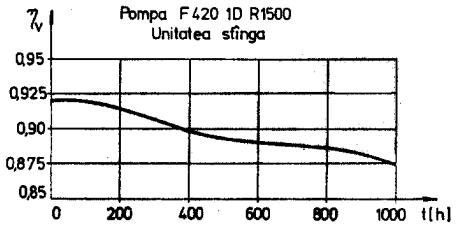


Fig. 10.8. Variația randamentului volumic al unei pompe cu pistoane axiale în cursul probei de anduranță.

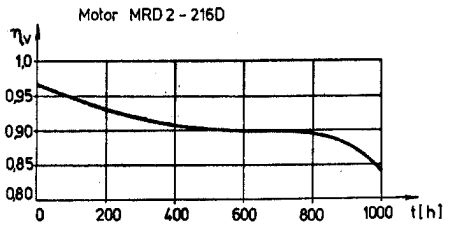


Fig. 10.9. Variația randamentului volumic al unui motor cu roți dințate în cursul probei de anduranță.

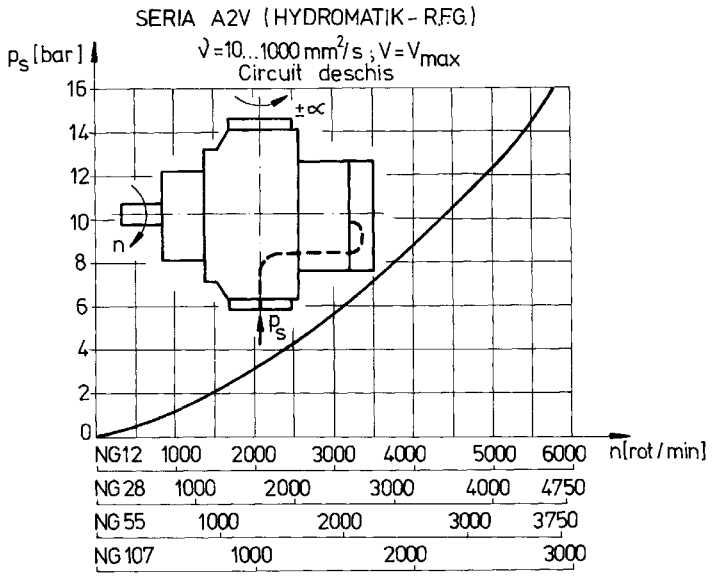


Fig. 10.10. Variaţia presiunii minime la aspiraţie în funcţie de turaţii pentru pentru pompele din seria A2V (HYDROMATIK).

În afara acestor performanţe energetice, pentru motoare se mai indică variaţia momentului de demaraj, măsurat cu arborele blocat, în funcţie de căderea de presiune.

Rezultatelor încercărilor cavitaţionale, specifice pompelor şi maşinilor reversibile, sunt prezentate uzual sub forma unei curbe de variaţie a debitului în funcţie de presiunea de aspiraţie, la turaţia maximă, temperatura lichidului fiind menţinută constantă la valoarea nominală.

În toate aplicaţiile speciale este obligatorie studierea influenţei turaţiei şi temperaturii asupra condiţiilor de aspiraţie. În figura 10.8 se prezintă ca exemplu tipic, variaţia presiunii minime necesară la aspiraţia pompelor din seria A2V (HYDROMATIK - Germania) în funcţie de turaţie.

Pentru unele categorii de pompe, trebuie să se studieze şi turaţia minimă care asigură umplerea completă a camerelor de volum variabil în cursul aspiraţiei. Din această categorie fac parte, de exemplu, pompele cu roţi dinţate, pentru care $n_{min} \cong 500$ rot/min.

Rezultatele încercărilor de anduranţă sunt sintetizate sub formă de tabele, ce conţin valorile iniţiale şi finale ale dimensiunilor pieselor supuse unor solicitări intense, precum şi sub formă de diagrame, reprezentând variaţia în timp a randamentului volumic, a celui total sau a unei mărimi echivalente. În practică, se utilizează frecvent capacitatea "efectivă", definită prin raportul dintre debitul real şi turaţia nominală, la presiunea nominală: $V_{ef} = Q(p_n) / n_n$. În anexele 10.3 şi 10.4 se prezintă buletinele încercărilor de anduraţă ale unei pompe cu pistoane axiale şi ale unui motor cu roţi dinţate. Diagramele corespunzătoare acestor încercări sunt prezentate în figurile 10.8 şi 10.9.

10.4.EXEMPLE DE STANDURI PENTRU ÎNCERCAREA MAŞINILOR VOLUMICE ROTATIVE

Asimilarea în țară a maşinilor volumice rotative moderne a necesitat dotarea inteprinderilor de profil, institutelor de cercetări şi institutelor de învățământ superior cu standuri de încercări specializate. Dintre acestea se prezintă, ca exemple concrete tipice, standurile aflate în dotarea Catedrei de Hidraulică şi Maşini Hidraulice a Universității "Politehnica" din Bucureşti, proiectate şi executate sub conducerea autorilor.

a) Standul pentru încercarea pompelor volumice, a cărui schemă de principiu este prezentată în figura 10.11, este dotat cu două motoare de curent continuu, răcite prin electroventilatoare independente şi comandate printr-un convertizor cu tiristoare; acesta este echipat cu un sistem de comandă, protecție şi reglare, care asigură menținerea automată a turației la o valoare constantă, prescrisă printr-un potențiometru cu lupă şi măsurată cu un tahogenerator. Între 130 şi 1300 rot/min, reglajul se realizează prin variația tensiunii de alimentare la cuplu constant, iar în gama 1300…3000 rot/min, turația se reglează prin variația curentului de excitație la putere constantă.

Un electromotor antrenează permanent o pompă F225 - K1 - V1100M, necesară încercării motoarelor volumice şi elementelor hidraulice, pe o masă ataşată standului. Celălalt electromotor antrenează pompa încercată; sarcina acesteia este creată de două drosele cu ventil conic şi o supapă pilotată de limitare a presiunii, dispuse în paralel. În cursul încercărilor de cavitație, presiunea la aspirația pompei este reglată cu un drosel de traseu.

Momentul absorbit de pompele încercate se măsoară cu un traductor tensometric conectat la o punte cu afişare numerică; turația se măsoară, atât analogic, cu un tahogenerator conectat la un voltmetru numeric, cât şi digital, cu un generator electromagnetic de impulsuri conectat la un frecvențmetru numeric. Presiunea medie de aspirație se măsoară cu un manovacuummetru, iar presiunea medie de refulare – cu un set de manometre selectate printr-o baterie de robinete. Pulsațiile presiunii sunt detectate cu traductoare dinamice tensometrice, conectate printr-o punte la un osciloscop cu memorie sau la un sistem de achiziție de date.

Pulsațiile presiunii de refulare sunt atenuate de un acumulator oleopneumatic cu membrană, racordat la circuitul de măsură printr-un drosel cu ventil conic.

Debitul refulat se măsoară cu un set de traductoare cu turbină înseriate cu hidromotoare cu pistoane axiale. Turația turbinelor şi a hidromotoarelor se măsoară digital, cu generatoare electromagnetice de impulsuri şi frecvențmetre numerice. Selectarea gamei de debite se face cu o baterie de robinete.

Debitul drenajului pompei încercate se măsoară cu un traductor cu turbină, sau volummetric, cu un vas etalonat şi un cronometru numeric.

În cursul încercărilor de anduranță debitmetrele sunt excluse din circuit printr-un distribuitor comandat manual.

Temperatura se măsoară cu un termomanometru şi este menţinută în limite reglabile cu un termostat ce comandă, fie conectarea la reţeaua electrică a unor încălzitoare de ulei, fie racordarea la reţeaua de apă a unor răcitoare de ulei.

În vederea încercării pompelor reglabile prin servocomenzi, standul este prevăzut cu un grup de pompare auxiliar dublu. Filtrarea fină se realizează pe returul circuitului principal.

Toate circuitele sunt prevăzute cu supape de limitare a presiunii.

Standul permite încercarea pompelor cu puterea maximă de 60 kW la presiunea maximă de 400 bar şi debitul maxim de 200 l/min. Uleiul utilizat este H36EP.

b) Standul pentru încercarea motoarelor volumice, a cărui schemă de principiu este prezentată în figura 10.12, este dotat cu o electropompă reglabilă printr-o servocomandă hidraulică cu prescriere hidraulică (R 3041 – U.M. Plopeni). Debitul recepţionat de hidromotorul încercat poate fi reglat şi cu ajutorul a două regulatoare de debit cu două căi prevăzute cu supape de ocolire; acestea permit determinarea curbelor de variaţie a momentului în funcţie de turaţie la debit constant şi a turaţiei minime stabile în funcţie de momentul rezistent, în ambele sensuri de rotaţie.

Contrapresiunea necesară simulării funcţionării motorului în serie cu alte motoare poate fi realizată cu o supapă de succesiune introdusă în circuit printr-un distribuitor hidraulic.

Momentul rezistent este creat de o frână combinată, hidrodinamică şi mecanică (SHENK), cu stator basculant şi balanţă, care acoperă un domeniu moment - turaţie dreptunghiular.

Standul este prevăzut cu următoarele aparate de măsură: debitmetre cu turbină; debitmetru volumetric; manometre; traductoare de presiune tensometrice; turometru electronic; termomanometru cu contacte, care comandă racordarea la reţeaua de apă a unui răcitor de ulei.

Standul permite încercarea motoarelor cu puteri până la 17 kW, momentul maxim stabil fiind de 300 Nm, iar turaţia maximă - 3000 rot/min; presiunea nominală este de 320 bar, iar debitul nominal - 45 l/min.

Aplicaţia 10.1. Recuperarea energiei la încercările de anduranţă ale maşinilor volumice rotative

Încercările de anduranţă sunt îndelungate şi se realizează la puterea nominală, deci implică un consum mare de energie. Acesta poate fi redus prin probarea simultană a două maşini, racordate din punct de vedere hidraulic în circuit închis, una funcţionând ca pompă, iar cealaltă ca motor. Energia hidraulică produsă de pompă este reutilizată pentru antrenarea pompei prin intermediul motorului. Astfel, puterea furnizată sistemului trebuie să acopere diferenţa dintre puterea consumată de pompă şi cea furnizată de motor; acest procedeu de economisire a energiei se numeşte "recircularea puterii hidromecanice" şi poate fi concretizat cu mai multe tipuri de scheme, care diferă prin modul de compensare a pierderilor de putere.

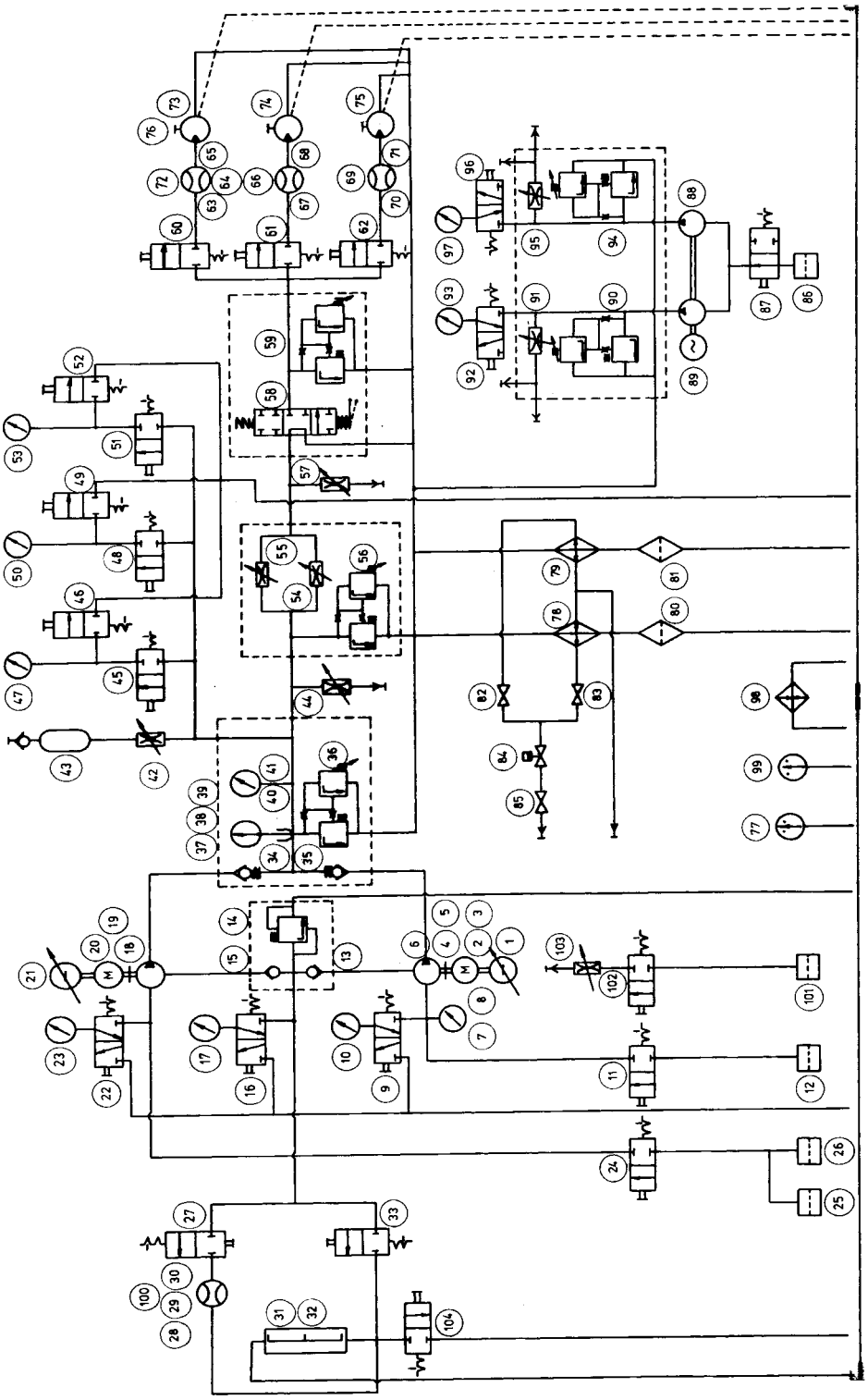


Fig. 10.11. Schema de principiu a standului pentru încercarea pompelor volumice din laboratorul Catedrei de Hidraulică şi Maşini Hidraulice a Universităţii "Politehnica" din Bucureşti:
1 - electromotor MCU225; 2 - traductor de moment TT 0,5 kNm; 3 - tensometru N23/14.23; 4 - tahogenerator; 5 - tahometru numeric N2603; 6 - pompă F225 - K1 - V1100M; 7 - traductor de presiune TP1; 8 - tensometru N23/14.23; 9 - distribuitor 65.1.2; 10 - manovacuummetru; 11 - robinet cu cep conic; 12 - sorb 668.220.4100/63μm; 13 - supapă de sens 76.12.200.10.1; 14 - supapă de sens 76.12.200.10.1 modificată; 15 - supapă de sens 76.12.200.10.1; 16 - distribuitor 65.1.2; 17 - manometru; 18 - pompa încercată; 19 - traductor de moment TT 0,5 kNm; 20 - tahogenerator; 21 - electromotor MCU225; 22 - distribuitor 65.1.2; 23 - manovacuummetru; 24 - robinet cu cep conic; 25, 26 - sorb 668.220.4100/63 μm; 27 - distribuitor 65.1.2; 28 - traductor de debit 69.01.128.0; 29 - preamplificator 3419; 30 - indicator 3416.0.1.120.1; 31 - cilindru gradat; 32 - cronometru numeric CRONOMAT 625; 33 - distribuitor 65.1.2; 34, 35- supapă de sens 76.12.320.20.2; 36 - supapă de sens 76.12.200.10.1 modificată; 37 - termorezistenţă 218-00-33241/50; 38 - adaptor de temperatură ELT160; 39 - indicator de semnal unificat AI144; 40 - traductor de presiune TP500; 41 - tensometru N23/14.23; 42 - drosel DN10; 43 - acumulator oleopneumatic; 44 - drosel DN16; 45, 46 - drosel DN2,5; 47, 50, 53 - manometru; 48, 49 - drosel DN2,5; 51, 52 - drosel DN2,5; 54 - drosel DN16; 55 - drosel DN10; 56 - supapă de limitare a presiunii DN20; 57 - drosel DN16; 58 - distribuitor 64.11.04.200.20.2; 59 - supapă 73.10.1.200.20.2; 60, 61, 62 - distribuitor 66.1.20; 63 - traductor de debit 69.02.0.128.0; 64 - indicator 3416.0.120.1; 65 - preamplificator 3419; 66 - traductor de debit 69.04.0.128.0; 67 - indicator 3416.0.120.1; 68 - preamplificator 3419; 69 - traductor de debit 69.07.0.128.0; 70 - indicator 3416.0.120.1; 71 - preamplificator 3419; 72 - frecvenţmetru reciproc EO205; 73 - unitate F112 - 25; 74 - unitate F116 - 25; 75 - unitate F125 - 25; 76 - frecvenţmetru reciproc EO205; 77 - termometru cu contacte TMC-1; 78, 79 - răcitor de ulei 24.7-7.0; 80, 81 - filtru de ulei FU91; 82, 83 - robinet cu cep conic; 84 - electroventil; 85 - robinet cu cep conic; 86 - sorb 668.220.41.00; 87 - robinet cu cep conic; 88 - pompă PS 11 - 10.0S; 89 - electromotor B3 - 100; 90 - supapă 73.10.1.200.10.1; 91 - drosel DN10; 92 - distribuitor 65.1.2; 93 - manometru; 94 - supapă 73.10.1.200.10.1; 95 - drosel DN10; 96 - distribuitor 65.1.2; 97 - manometru; 98 - încălzitor de ulei; 99 - termostat 875.96.00.000; 100 - frecvenţmetru reciproc EO205; 101 - sorb 668.220.41.00; 102 - robinet cu cep conic; 103 - drosel 81.22.12.20.3; 104 - robinet cu cep conic.

În cazul compensării mecanice sursa de energie este un electromotor. Dacă una din maşinile probate este reglabilă, se utilizează schema din figura A.10.1-1,a, caracterizată de cuplarea celor două maşini prin intermediul electromotorului ($n_p = n_m = n$).

Dacă debitul furnizat de pompă, Q_p , este egal cu cel consumat de motor, Q_m , presiunea de refulare a pompei, p, este practic nulă; pe măsură ce capacitatea pompei, V_p, este mărită faţă de capacitatea motorului V_m , presiunea sa de refulare creşte pentru a evacua debitul excedentar prin jocuri şi interstiţii. Supapa normal-închisă limitează presiunea p la valoarea nominală, specifică maşinilor probate.

Puterea furnizată de electromotor, N_e , reprezintă diferenţa dintre puterea absorbită de pompă, N_p , şi cea furnizată de motor, N_m :

$$N_e = N_p - N_m \tag{10.1.1}$$

unde

$$N_p = \frac{p \cdot Q_{tmp}}{\eta_{tp}} = \frac{p \cdot n \cdot V_p}{\eta_{tp}} \qquad (10.1.2)$$

iar

$$N_m = p \cdot Q_{tmm} \cdot \eta_{tm} = p \cdot n \cdot V_m \cdot \eta_{tm} \qquad (10.1.3)$$

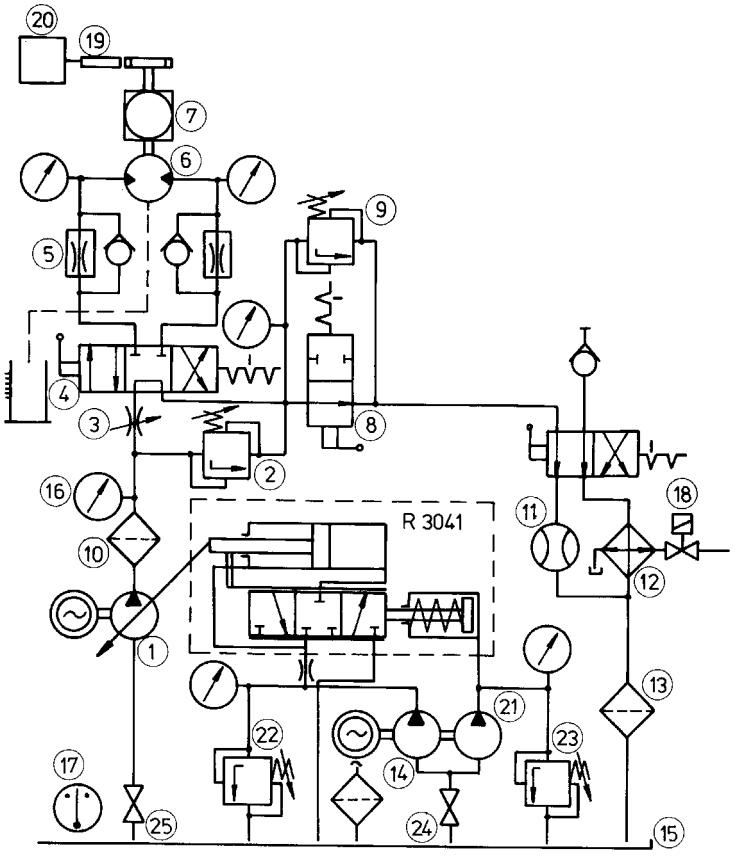


Fig. 10.12. Schema de principiu a standului pentru încercarea motoarelor volumice din laboratorul Catedrei de Hidraulică şi Maşini Hidraulice a Universităţii "Politehnica" din Bucureşti:
1 - electropompă reglabilă; 2, 9 - supapă de limitare a presiunii; 3 - drosel; 4, 8 - distribuitor hidraulic; 5 - regulator de debit cu două căi; 6 - motorul încercat; 7 - frână cu stator basculant şi balanţă; 10 - filtru de înaltă presiune;11 - debitmetru; 12 - răcitor de ulei; 13 - filtru de retur; 14 - filtru de umplere; 15 - rezervor; 16 - manometru; 17 - termomanometru cu contacte; 18 - electroventil; 19 - generator electromagnetic de impulsuri; 20 - frecvenţmetru; 21 - electropompă auxiliară; 22, 23 - supapă de limitare a presiunii; 24, 25 - robinete cu cep conic.

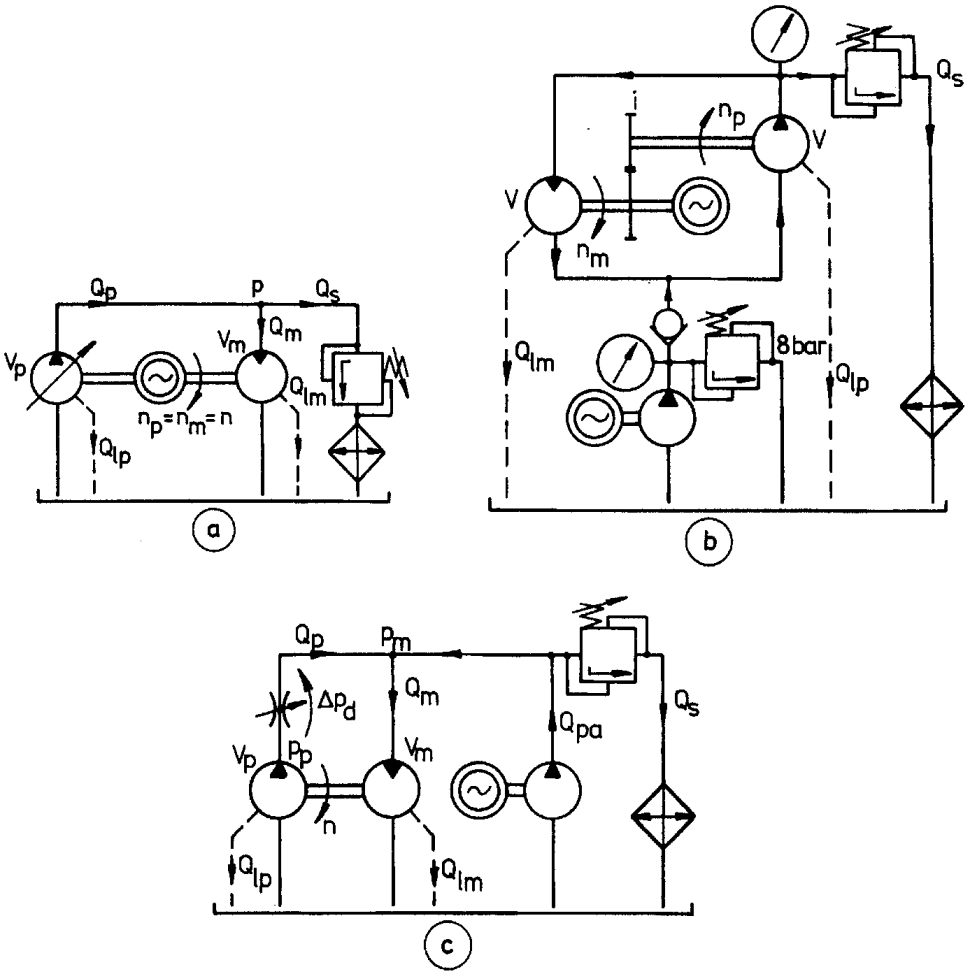


Fig. A.10.1-1. Scheme de standuri pentru încercări de anduranţă cu recirculare de putere: a) cu compensare mecanică a pierderilor şi o maşină reglabilă; b) cu compensare mecanică a pierderilor şi două maşini nereglabile; c) cu compensarea hidraulică a pierderilor.

Rezultă

$$N_e = p \cdot n \cdot V_m \left(\frac{V_p}{V_m} \cdot \frac{1}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} \right) = N_{tm} \left(\frac{V_p}{V_m} \cdot \frac{1}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} \right) \qquad (10.1.4)$$

Această putere este minimă dacă debitul supapei este nul, deci

$$Q_p = n \cdot V_p \cdot \eta_{vp} = Q_m = n \frac{V_m}{\eta_{vm}} \qquad (10.1.5)$$

Rezultă

$$\left(\frac{V_p}{V_m}\right)_{min} = \frac{1}{\eta_{vp} \cdot \eta_{vm}} \tag{10.1.6}$$

şi

$$\left(\frac{N_c}{N_{tm}}\right)_{min} = \frac{1}{\eta_{tp} \cdot \eta_{vp} \cdot \eta_{vm}} - \eta_{tm} \tag{10.1.7}$$

De exemplu, pentru $\eta_{vp} = \eta_{vm} = 0{,}95$ şi $\eta_{tp} \cong \eta_{tm} = 0{,}9$, este necesar ca $(V_p/V_m)_{min} \cong 1{,}1$ şi $(N_c/N_{tm})_{min} \cong 0{,}33$.

Dacă maşinile au capacitate constantă şi egală, $V_p = V_m = V$, electromotorul şi motorul hidraulic trebuie să antreneze pompa printr-un multiplicator de turaţie cu raportul de transmisie $i = n_p / n_m > 1$ (fig. A.10.1-1, b). În acest caz

$$N_p = p \cdot i \cdot n_m \cdot \frac{V}{\eta_{tp}} \tag{10.1.8}$$

$$N_m = p \cdot n_m \cdot V \cdot \eta_{tm} \tag{10.1.9}$$

şi

$$N_c = N_p - N_m = p \cdot n_m \cdot V\left(\frac{i}{\eta_{tp}} - \eta_{tm}\right) = N_{tm}\left(\frac{i}{\eta_{tp}} - \eta_{tm}\right) \tag{10.1.10}$$

deci

$$\frac{N_c}{N_{im}} = \frac{i}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} \tag{10.1.11}$$

Debitul evacuat prin supapa de prescriere a presiunii de încercare se calculează din ecuaţia de continuitate:

$$Q_p = i \cdot n_m \cdot V \cdot \eta_{vp} = Q_m + Q_s = n_m \frac{V}{\eta_{vm}} + Q_s \tag{10.1.12}$$

deci

$$Q_s = n_m \cdot V\left(i \cdot \eta_{vp} - \frac{1}{\eta_{vm}}\right) \tag{10.1.13}$$

sau

$$\frac{Q_s}{Q_{tmm}} = i \cdot \eta_{vp} - 1 \geq 0 \tag{10.1.14}$$

Valoarea minimă a raportului de transmisie se determină din condiția $Q_s = 0$:

$$i_{min} = \frac{1}{\eta_{vp} \cdot \eta_{vm}} > 1. \tag{10.1.15}$$

Puterea minimă furnizată de electromotor este identică cu cea corespunzătoare cazului anterior.

Dacă i = 1,15, $\eta_{tp} \cong \eta_{tm} = 0{,}9$ şi $\eta_{vp} \cong \eta_{vm} = 0{,}95$, $Q_s / Q_{tmm} = 0{,}04$ şi $N_c / N_{tm} \cong 0{,}38$.

Compensarea hidraulică a pierderilor se realizează cu o pompă auxiliară, conform schemei din figura A.10.1-1,c. Dacă debitul supapei este nul, din ecuația de continuitate,

$$Q_m = \frac{n_m \cdot V_m}{\eta_{vm}} = Q_p + Q_{pa} = n_m \cdot V_p \cdot \eta_{vp} + Q_{pa} \tag{10.1.16}$$

rezultă turația pompei şi motorului :

$$n_m = n_p = \frac{Q_{pa}}{\frac{V_m}{\eta_{vm}} - V_p \cdot \eta_{vp}} \tag{10.1.17}$$

unde Q_{pa} este debitul pompei auxiliare.

Din sistemul de ecuații

$$N_p = \frac{Q_p \cdot p_p}{\eta_{tp}} = N_m = Q_m \cdot p_m \cdot \eta_{tm} \tag{10.1.18}$$

$$p_p = p_m + \Delta p_d \tag{10.1.19}$$

se deduce căderea de presiune pe motor ca funcție de căderea de presiune pe drosel, Δp_d :

$$p = \frac{\Delta p_d}{\frac{V_m}{V_p} \cdot \eta_{tp} \cdot \eta_{tm} - 1}. \tag{10.1.20}$$

Se aleg sau se reglează capacitățile maşinilor probate astfel încât

$$\frac{V_m}{V_p} \cdot \eta_{tp} \cdot \eta_{tm} > 1 \tag{10.1.21}$$

deci capacitatea motorului trebuie să fie întotdeauna mai mare decât capacitatea pompei:

$$\frac{V_m}{V_p} > \frac{1}{\eta_{tp} \cdot \eta_{tm}} > 1 \ . \qquad (10.1.22)$$

Dacă numitorul relației (10.1.20) este foarte mic, o cădere de presiune mică pe drosel generează presiuni mari de probă.

Puterea consumată de stand este egală cu puterea pompei auxiliare:

$$N_{pa} = N_c = p_m \cdot Q_{pa} \cdot \eta_{tpa} = n_m \cdot \Delta p_d \cdot \eta_{tpa} \cdot \frac{\frac{V_m}{\eta_{vm}} - V_p \cdot \eta_{vp}}{\frac{V_m}{V_p} \cdot \eta_{tp} \cdot \eta_{tm} - 1} . \qquad (10.1.23)$$

De exemplu, dacă $V_m\ \eta_{tp}\ \eta_{tm} / V_p = 1{,}025$, $p_m = 40 \cdot \Delta p_d$. O cădere de presiune pe drosel de 10 bar conduce la o presiune de probă a motorului p_m = 200 bar, iar p_p = 210 bar. Admițând $\eta_{tp} = \eta_{tm} = 0{,}9$, rezultă $V_m / V_p \cong 1{,}265$; dacă V_p = 125 cm^3/rot, V_m = 158,1 cm^3/rot; la n = 1000 rot/min şi $\eta_{vp} \cong \eta_{vm} = 0{,}95$, pompa auxiliară trebuie să furnizeze debitul Q_{pa} = 0,795 l/s; pentru $\eta_{tpa} \cong 0{,}9$, pompa auxiliară consumă puterea N_{pa} = 14,3 kW, în timp ce puterea teoretică a motorului probat este N_{tm} = 52,7 kW, deci $N_c / N_{tm} = 0{,}27$.

Schemele de încercare cu recirculare de putere sunt utilizate şi pentru încercările de lot ale maşinilor volumice de serie mare, îndeosebi a celor livrate pereche, pentru transmisii în circuit închis.

10.5 ÎNCERCAREA CILINDRILOR HIDRAULICI

Încercarea se execută pe baza normei tehnice de produs, care, în cazul cilindrilor de uz general, trebuie să conțină următoarele informații:

- denumirea, destinația, simbolizarea şi schema hidraulică;
- valorile parametrilor funcționali din tabelul 10.3;
- condiții de utilizare în schemele hidraulice;
- date asupra frânării la cap de cursă (tip, mod de reglare etc.);
- condiții de montare (poziție, mod de fixare etc.), de racordare şi punere în funcțiune;
- necoaxialitatea admisibilă a forței de acționare față de axa geometrică a cilindrului;
- conținutul de praf, apă şi substanțe agresive din mediul ambiant în care cilindrii pot funcționa normal;
- condiții de întreținere;
- tipul caracteristicilor funcționale ce trebuie determinate;
- indicatorii de fiabilitate.

În cadrul verificărilor de tip şi de lot se efectuează încercările indicate în tabelul 10.4 (conform STAS 8535 - 83).

Verificarea aspectului şi construcţiei se face vizual, urmărindu-se ca cilindrii să conţină toate reperele, să fie montaţi corect şi să nu prezinte defecţiuni ca: zgârieturi, urme de lovituri (în special pe tijă), bavuri sau deformaţii ale filetelor de legătură. Se elimină cilindrii cu defecte vizibile.

Tabelul 10.3. **Parametrii funcţionali ai cilindrilor hidraulici**

Nr. crt.	Denumirea parametrilor		Simbol	Unităţi de măsură	
				SI	tolerate
1.	Presiunea nominală		p_n	N/m^2	bar
2.	Dimensiuni principale	alezajul nominal al cilindrului (diametrul pistonului sau al plunjerului)	D	mm	
		diametrul tijei	d	mm	
		cursa pistonului	L	mm	
		raportul suprafeţelor active ale pistonului (pentru cilindrii diferenţiali)	φ	-	
	Dimensiunile principale ale cilindrilor telescopici	diametrele active ale treptelor de extindere 1...n	$D_1...D_n$	mm	
		diametrele active ale treptelor de retragere 1...n	$d_1...d_n$	mm	
		cursele pistoanelor 1...n	$L_1...L_n$	mm	
		cursa totală a cilindrului	L	mm	
3.	Forţa nominală	de împingere		N	
		de tracţiune		N	
4.	Viteza pistonului	minimă	v_{min}	m/s	
		maximă	v_{max}	m/s	
5.	Randamentul total	la împingere	$\eta = f(p)$ $\eta = f(v)$	- -	
		la tracţiune	$\eta = f(p)$ $\eta = f(v)$	- -	
6.	Lichidul de lucru	tipul lichidului			
		viscozitatea cinematică minimă	ν_{min}	mm^2/s	cSt
		viscozitatea cinematică optimă	ν_{opt}	mm^2/s	cSt
		viscozitatea cinematică maximă	ν_{max}	mm^2/s	cSt
		temperatura minimă	t_{min}	K	°C
		temperatura maximă	t_{max}	K	°C
7.	Temperatura mediului ambiant	minimă	t_{min}	K	°C
		maximă	t_{max}	K	°C
8.	Masa cilindrului (fără lichid)		m	kg	-

Dimensiunile de gabarit şi de legătură se verifică pe baza desenului de ansamblu, cu aparate universale de măsură.

Funcţionarea se verifică la presiunea şi viteza nominală; nu se admit şocuri, zgomote sau scurgeri (în afara unei pelicule fine pe tijă); se utilizează schema din figura 10.13.

Calitatea materialelor se garantează de către producător prin certificate de calitate.

Abaterea admisibilă a masei cilindrului faţă de valoarea înscrisă în documentaţia de execuţie este de ± 3%.

Verificarea presiunii de demaraj, p_d, şi a presiunii minime care asigură deplasarea uniformă a pistonului, p_{min}, se efectuează fără sarcină. Se umplu camerele de lucru cu ulei având la temperatura mediului ambiant viscozitatea cinematică $\nu = 35 \pm 5$ cSt. Se racordează o sursă de ulei la una din camere şi se măreşte presiunea pentru a obţine demarajul (mişcarea tijei); se măreşte în

continuare presiunea până ce mişcarea tijei devine uniformă pe toată lungimea cursei.

Verificarea forţei de împingere şi a forţei de tracţiune se face la presiunea nominală şi la viteza minimă, mijlocie şi maximă a pistonului. Cilindrul hidraulic este alimentat de o pompă cu debit reglabil, iar sarcina sa este creată de un alt cilindru hidraulic (fig. 10.14); camera de joasă presiune (pasivă) a acestuia este racordată la rezervor sau la o sursă de joasă presiune, iar camera de presiune mare (activă) este racordată la rezervor printr-un drosel (fig. 10.14) sau o supapă de limitare a presiunii (fig. 10.15), prevăzute cu supape de ocolire.

Tabelul 10.4. **Încercările şi verificările cilindrilor hidraulici**

Nr. crt.	Condiţia tehnică ce se verifică		Verificări		
			de tip	periodice	de lot
1.	Aspectul		x	x	x
2.	Dimensiunile de gabarit şi de legătură		x	x	x[1)]
3.	Funcţionarea		x	x	x
4.	Calitatea materialelor şi verificarea dimensiunilor principalelor piese şi subansamble		x	x	-
5.	Masa cilindrului (fără lichid de lucru)		x	x	-
6.	Presiunea	minimă pentru deplasarea pistonului	x	x	x
		la demarare	x	x	x
7.	Forţa	de împingere	x	x	x
		de tracţiune	x	x	x
8.	Viteza pistonului	minimă	x	x	-
		maximă	x	x	-
9.	Etanşeitatea	interioară	x	x	x
		exterioară	x	x	x
10.	Frânarea la capăt de cursă		x	x	-
11.	Rezistenţa la presiune		x	x	x[1)]
12.	Trasarea curbelor caracteristice		x	x	-
13.	Funcţionarea la temperaturi limită		x	-	-
14.	Durata de funcţionare (anduranţa)		x	-	-
15.	Fiabilitatea		x	-	-

1) Verificarea se poate face prin sondaj. Mărimea eşantionului şi condiţiile de acceptare vor fi stabilite prin documentaţia tehnică.

Forţa dezvoltată de cilindru se măsoară cu un dinamometru sau cu un traductor tensometric pe un interval de cursă în care presiunea şi viteza au valori stabilizate.

Verificarea vitezei minime şi maxime a pistonului se face la presiunile $0{,}2p_n$, $0{,}5p_n$ şi p_n; deplasarea pistonului trebuie să fie uniformă pe toată lungimea cursei.

Verificarea etanşeităţii interioare se face blocând hidraulic tija într-una din poziţiile extreme ale pistonului sau într-o poziţie intermediară şi măsurând scurgerile interne generate de o suprapresiune $\Delta p = 1{,}25p_n$. Se efectuează următoarele operaţii:

- se execută 10 curse duble cu sarcină nulă;
- se poziţionează pistonul la cap de cursă sau într-o poziţie intermediară;
- se închide etanş un racord al cilindrului şi se lasă liber celălalt racord;
- se alimentează cilindrul standului astfel încât în camera închisă să se realizeze suprapresiunea de probă timp de 15 minute;

- se notează deplasarea tijei din trei în trei minute;
- se repetă proba inversând racordurile cilindrilor pentru aceeaşi poziţie a pistonului;
- se repetă toate operaţiile de mai sus pentru trei poziţii echidistante ale pistonului.

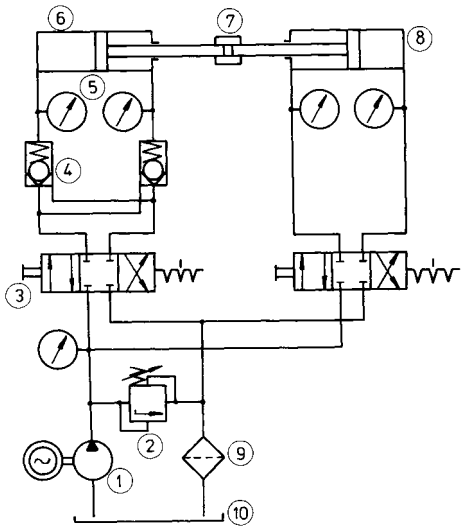


Fig. 10.13. Schema hidraulică a unui stand pentru verificarea presiunii de demaraj, a presiunii minime de deplasare uniformă, a etanşeităţii şi rezistenţei la presiune, pentru cilindri hidraulici:
1 - electropompă reglabilă; 2 - supapă de limitare a presiunii; 3 - distribuitor hidraulic; 4 - supapă de sens deblocabilă; 5 - manometru; 6 - cilindrul încercat; 7 - cuplaj axial; 8 - cilindru de sarcină; 9 - filtru de retur; 10 - rezervor.

Verificarea etanşeităţii exterioare se face după efectuarea a cinci curse duble la p_{min} şi $1{,}25p_n$. Nu se admit scurgeri.

Funcţionarea sistemului de frânare la cap de cursă se verifică la presiunea nominală şi la viteza maximă, cu sarcina inerţială. Se înregistrează suprapresiunea din camera de frânare şi viteza. Masa frânată nu trebuie să genereze o supra-presiune mai mare de $1{,}5p_n$ în camera de frânare.

Rezistenţa la presiune se verifică astfel:

- se poziţionează pistonul la jumătatea cursei şi se fixează mecanic tija;
- se racordează o cameră la o sursă de presiune şi se lasă liberă cealaltă cameră;
- se aplică presiunea de $1{,}5p_n$ camerei închise, timp de 30 s;
- se verifică cilindrul din punct de vedere mecanic şi funcţional;
- se repetă aceste operaţii pentru cealaltă cameră.

Nu se admit defecţiuni mecanice sau scurgeri exterioare.

Din punct de vedere energetic, cilindrii hidraulici sunt caracterizaţi prin curba de variaţie a randamentului în funcţie de viteză, la presiune (sarcină)

constantă, şi curba de variaţie a randamentului în funcţie de presiune (sarcină), la viteză constantă. Randamentul total al unui cilindru hidraulic, η_{tc}, este practic egal cu randamentul său mecanic, η_{mc}, deoarece scurgerile (interne şi externe) sunt neglijabile:

$$\eta_{tc} \cong \eta_{mc} = \frac{F}{F_t}$$

Aici F este forţa reală, iar F_t - forţa teoretică, corespunzătoare diferenţei de presiune dintre camere.

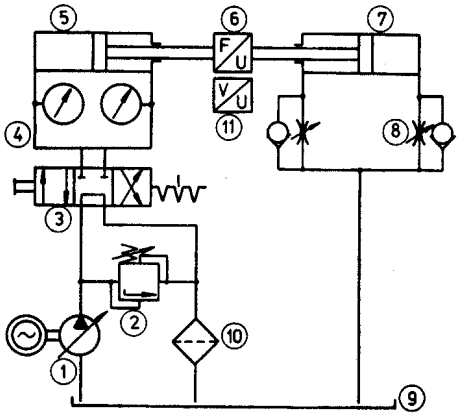


Fig. 10.14. Schema hidraulică a unui stand pentru determinarea randamentului cilindrilor hidraulici:1 - electropompă reglabilă; 2 - supapă de limitare a presiunii; 3 - distribuitor hidraulic; 4 - manometru; 5 - cilindrul încercat; 6 - traductor de forţă; 7 - cilindru de sarcină; 8 - drosel de traseu cu supapă de ocolire; 9 - rezervor.

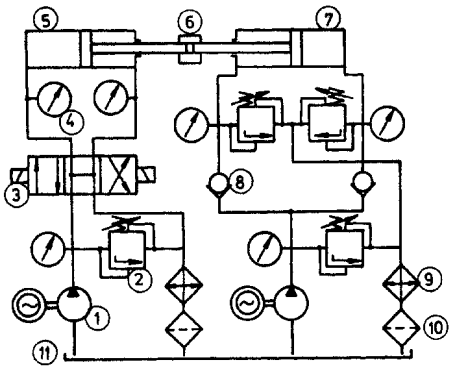


Fig. 10.15. Schema hidraulică a unui stand pentru încercarea de anduranţă a cilindrilor hidraulici: 1 - electropompă; 2 - supapă de limitare a presiunii; 3 - distribuitor hidraulic; 4 - manometru; 5 - cilindrul încercat; 6 - cuplaj axial; 7 - cilindru de sarcină; 8 - supapă de sens; 9 - filtru de retur; 10 - răcitor; 11 - rezervor.

În cazul cilindrilor cu dublă acţiune, curbele de randament trebuie determinate pentru ambele sensuri de mişcare ale tijei.

Funcţionarea la temperaturi limită se verifică în camere termostatate. În cazul cilindrilor destinaţi unor instalaţii cu grad înalt de siguranţă, este obligatorie efectuarea tuturor probelor funcţionale la valorile minime şi maxime ale temperaturii şi viscozităţii lichidului.

Proba de anduranţă are ca scop verificarea capacităţii cilindrilor de a-şi menţine timp îndelungat performanţele funcţionale; nu se iau în consideraţie defectele apărute la piesele executate greşit.

Verificarea se face la sarcină nominală şi la viteză maximă a pistonului, temperatura lichidului fiind menţinută constantă la $45^0 \pm 5^0$C.

Cilindrul de sarcină (fig. 10.15) trebuie supraalimentat la 0,1…0,2 p_n, pentru evitarea uzurii cavitaţionale.

Se efectuează 100 000 cicluri, după care se verifică etanşeitatea interioară; nu se admit scurgeri exterioare.

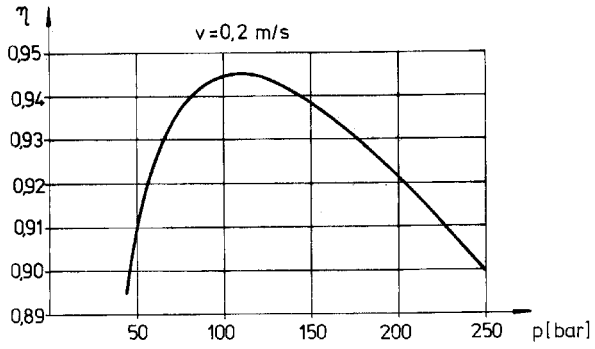


Fig. 10.16. Variația randamentului unui cilindru hidraulic în funcție de presiune la viteză constantă.

Rezultatele încercărilor sunt consemnate în buletine emise de laboratoare autorizate. În anexa 10.5 se prezintă ca exemplu un buletin de încercări tip pentru un cilindru hidraulic, iar în figura 10.16 se indică variația randamentului aceluiaşi cilindru în funcție de presiune, la viteză constantă.

ANEXA 10.1

Laboratorul de Hidraulică

BULETIN DE ÎNCERCĂRI DE TIP

Pompe cu pistoane axiale tip F240 K2 MADP
Seria: 002
Data încercării: 14.12.1984
Mediul hidraulic: ulei H46A, STAS 9681 - 80
Temperatura mediului hidraulic: $50^0 \pm 2^0$C

Nr. crt.	Parametrii verificaţi	U.M.	Valori prescrise în NTR 10343-84	Valori obţinute prin încercări
1.	Calitatea materialelor	-	Conform documentaţiei de execuţie	Corespunde
2.	Dimensiunile principalelor piese	mm	Conform documentaţiei de execuţie	Corespund
3.	Dimensiuni de legătură şi gabarit	mm	Conform documentaţiei de execuţie	Corespund
4.	Aspect exterior	-	Conform documentaţiei	Corespunde
5.	Masa	kg	385	440
6.	Cilindreea efectivă în gol ($\alpha = 25^0$)	cm^3/rot	468 ± 3%	469
7.	Debitul la mers în gol şi la turaţia nominală ($\alpha = 25^0$)	l/min	450 ± 3%	454,9
8.	Pierderile de debit pentru $\alpha = 25^0$	l/min	max.15 la 50^0C	La basculare dreapta 10 La basculare stânga 9
9.	Momentul nominal	Nm	2800 ± 5%	2544
10.	Funcţionarea la presiunea maximă admisibilă	bar	400	Corespunzătoare
11.	Funcţionarea la presiunea minimă la intrarea în pompă	bar	5	Corespunzătoare
12.	Rezistenţa la presiune	bar	440	Corespunde
13.	Etanşeitatea exterioară la presiunea de 3 bar	-	Nu se admit scurgeri de ulei spre exterior	Nu apar scurgeri de ulei spre exterior
14.	Nivelul de zgomot	dB	85 ± 3	87
15.	Curbele caracteristice	-	Q = f(p); M = f(p); η_v = f(p); η_t = f(p).	Anexele 1,2,3
16.	Durata de funcţionare	ore	500	Buletin de anduranţă nr.323/27.02.1985

Probele s-au efectuat în baza NTR 10343-84
Pe baza încercărilor de tip efectuate, pompele cu pistoane axiale tip F 240 sunt declarate bune pentru omologare.

DIRECTOR TEHNIC, ŞEF SERV. C.T.C., ŞEF LABORATOR HIDRAULIC,

ANEXA 10.2

Laboratorul de Hidraulică

BULETIN DE ÎNCERCĂRI DE TIP

Pompa cu roți dințate dublă: PRD 32 - 1136D
Seria: 002
Data încercării: 23.06.1984
Mediul hidraulic: Ulei H 41
Temperatura mediului hidraulic: $40^0 \pm 2^0$C

Nr. crt.	Parametrii verificați	U.M.	Valori prescrise în NTR 10299-83		Valori obținute la încercări	
			Treapta I	Treapta II	Treapta I	Treapta II
1.	Calitatea materialelor	-	Conform proiect		Corespunde	
2.	Dimensiunile principalelor piese	mm	Conform proiect		Corespund	
3.	Dimensiuni de legătură şi gabarit	mm	Conform proiect		Corespund	
4.	Masa	kg	13		13	
5.	Aspect exterior	-	Conform NTR 10299-83		Corespunde	
6.	Etanşeitate exterioară	bar	1	1	1	1
7.	Cilindree efectivă minim admisibilă la n = 1500 rot/min; p_1 = 180 bar (treapta I); p_2 = 250 bar (treapta II)	cm^3/rot	30	15,3	30,7	15,5
8.	Presiunea minimă la aspirație la: p = 100 bar; n = 1500 rot/min; t = 30 s	bar abs.	0,7	0,7	0,7	0,7
9.	Presiunea maximă de aspirație la p = 100 bar; n = 1500 rot/min; t = 30 s	bar	2	2	2	2
10.	Turația minimă la p = 100 bar; t = 10 s	rot/min	500	500	500	500
11.	Turația maximă la presiunea nominală: p_1 = 180 bar (treapta I); p_2 = 250 bar (treapta II); t = 1 min	rot/min	2300	2000	2300	2000
12.	Turația maximă la presiunea intermitentă p_1 = 210 bar (treapta I); p_2 = 280 bar (treapta II); t = max. 20 s	rot/min	2800	2000	2800	3000
13.	Cuplul de frecare	Nm	0,9 ... 6		5,5	
14.	Nivel de zgomot	dB	max 85		83	
15.	Durata de funcționare (anduranță)	ore	1000		1008*	
16.	Trasarea curbelor caracteristice	-	-		Anexele 1şi 2	
17.	Presiunea maximă de vârf la turația nominală: n = 1500 rot/min şi t = 0,1 … 0,2 s	bar	230	300	230	300
18.	Rezistența la presiune, t = 30 s	bar	230	300	230	300
19.	Funcționarea la temperatura limită superioară la: n = 1500 rot/min; p = 2/3 p_1 = 120 bar; t = 10 min	°C	80 ± 4		83	
20.	Funcționarea la temperatura limită inferioară la n = 1500 rot/min, p = 50 bar şi t = 5 min	°C	-15		Corespunde	

Încercările s-au efectuat conform Normei tehnice de ramură nr.10299-83.
*) Buletin de încercări în anduranță nr. 305/23.06.1984.
În baza încercărilor de tip efectuate, pompele din tiposeria PRD 32 sunt declarate bune pentru omologare.

DIRECTOR TEHNIC, ŞEF SERV. C.T.C., ŞEF LABORATOR HIDRAULIC,

ANEXA 10.3

Laboratorul de Hidraulică

BULETIN DE ÎNCERCĂRI DE ANDURANȚĂ

Produsul: "Pompă cu pistoane axiale tip F420-1D-R1500 cu placă de reținere groasă şi fără inele"; seria 1935/1984.

Măsurătorile efectuate asupra pieselor de uzură şi a parametrilor funcționali, înaintea probelor de anduranță sunt redate în tabelul de mai jos.

- Data începerii probelor 18.04.1984.
- Data încetării probelor: 14.06.1985.
- Proba de anduranță s-a efectuat conform NTR 10213/1982 în următorul regim de funcționare: turația de antrenare 1450 rot/min; presiunea de lucru 320 bar; timpul de funcționare: 1000 ore realizate în 200 000 cicluri; durata unui ciclu: 10 s la p = 320 bar.
- Calitatea uleiului folosit: H41
- Temperatura medie a uleiului: 70 ± 5^0C.
- Variațiile parametrilor funcționali sunt redate în diagrama din figura anexată.
- Suprafețele reperelor supuse frecării s-au uzat în limitele de 0,010 …0,080 mm, conform următorului tabel întocmit pentru unitatea stânga:

Denumirea reperului	Număr reper	Dimensiuni			Uzură [mm]
		Prescrise	Înainte de probă	După probă	
Piston asamblat nr.1	E3-1.90	$\varnothing 20^{-0,004}_{-0,008}$	Ø 19,994	Ø 19,975	0,019
Piston asamblat nr.2	E3-1.90	$\varnothing 20^{-0,004}_{-0,008}$	Ø 19,992	Ø 19,975	0,017
Piston asamblat nr.3	E3-1.90	$\varnothing 20^{-0,004}_{-0,008}$	Ø 19,995	Ø 19,975	0,020
Piston asamblat nr.4	E3-1.90	$\varnothing 20^{-0,004}_{-0,008}$	Ø 19,993	Ø 19,970	0,023
Piston asamblat nr.5	E3-1.90	$\varnothing 20^{-0,004}_{-0,008}$	Ø 19,995	Ø 19,973	0,022
Piston asamblat nr.6	E3-1.90	$\varnothing 20^{-0,004}_{-0,008}$	Ø 19,992	Ø 19,970	0,022
Piston asamblat nr.7	E3-1.90	$\varnothing 20^{-0,004}_{-0,008}$	Ø 19,994	Ø 19,975	0,019
Piston asamblat	E3-1.90	Joc axial max 0,120	max.0,100	max. 0,180	0,080
Cilindru alezaj nr.1	F120-2	$\varnothing 20^{+0,020}_{+0,010}$	Ø 20,010	Ø 20,020	0,010
Cilindru alezaj nr.2	F120-2	$\varnothing 20^{+0,020}_{+0,010}$	Ø 20,010	Ø 20,021	0,011
Cilindru alezaj nr.3	F120-2	$\varnothing 20^{+0,020}_{+0,010}$	Ø 20,012	Ø 20,024	0,012
Cilindru alezaj nr.4	F120-2	$\varnothing 20^{+0,020}_{+0,010}$	Ø 20,010	Ø 20,020	0,010
Cilindru alezaj nr.5	F120-2	$\varnothing 20^{+0,020}_{+0,010}$	Ø 20,011	Ø 20,023	0,012
Cilindru alezaj nr.6	F120-2	$\varnothing 20^{+0,020}_{+0,010}$	Ø 20,013	Ø 20,025	0,012
Cilindru alezaj nr.7	F120-2	$\varnothing 20^{+0,020}_{+0,010}$	Ø 20,012	Ø 20,022	0,010

Cilindru	F120-2	$\varnothing 20^{+0,016}_{+0,007}$	Ø 20,012	Ø 20,025	0,013
Cilindru	F120-2	uzura oglinzii: rizată			0,040
Placă de distribuţie	F120-3	uzura oglinzii: rizată			0,060
Ax central	F120-1.12	$\varnothing 20^{0}_{-0,006}$	Ø 19,995	Ø 19,970	0,025

CONCLUZII

Anduranţa s-a efectuat în scopul verificării pompelor F 420 montate cu placă de reţinere reper F 120-1.8 M groasă. Această modificare s-a efectuat conform fişei "P" Nr. 201 - 25 / 9.12.1983. În timpul celor 1000 ore de funcţionare pierderile de debit şi uzurile s-au încadrat în limitele admise de norma tehnică de ramură. De asemenea, placa de reţinere reper F 120 – 1.9 s-a comportat normal. Pompa a corespuns probei de anduranţă.

ÎNTOCMIT, VERIFICAT, SERVICIUL C.T.C.,

ANEXA 10.4

Laboratorul de Hidraulică

BULETIN DE ÎNCERCĂRI DE ANDURANȚĂ

Produsul : "Motor cu roți dințate tip MRD2 - 216 D"; seria 001. Măsurătorile efectuate asupra pieselor de uzură şi a parametrilor funcționali, înaintea probelor de anduranță sunt redate în tabelul de mai jos.

- Data începerii probelor: 10.11.1983
- Data încetării probelor : 26.01.1984
- Proba de anduranță s-a efectuat conform NTR 10268-83 în următorul regim de funcționare: turația - 3000 rot/min; presiunea de lucru intermitentă - 210 bar; timpul de funcționare - 1000 ore; ciclul de încărcare: 2s presiune /2s pauză.
- Calitatea uleiului folosit: H 41.
- Temperatura medie a uleiului: $60^0C + 5^0C$.
- Suprafețele reperelor supuse frecării s-au uzat în limitele de 0,004 … 0,090 mm, conform următorului tabel:

Denumirea reperului	Număr reper	Dimensiuni			Uzură (mm)
		Prescrise	Înainte de probă	După probă	
Corp	PRD2 - 31	$Ø\ 37{,}4\ ^{+0{,}025}_{+0{,}009}$	Ø 37,480	Ø 37,520	0,090
Corp	PRD2 - 31	$Ø\ 37{,}4\ ^{+0{,}025}_{+0{,}009}$	Ø 37,430	Ø 37,520	0,090
Roată dințată	PRD2 - 32	$Ø\ 37{,}4\ ^{-0{,}025}_{-0{,}041}$	Ø 37,442	Ø 37,438	0,004
Roată dințată	PRD2 - 32	$Ø\ 18\ ^{-0{,}016}_{-0{,}027}$	Ø 17,980	Ø 17,970	0,010
Roată dințată	PRD2 - 32	$Ø\ 18\ ^{-0{,}016}_{-0{,}027}$	Ø 17,984	Ø 17,970	0,014
Roată dințată	PRD2 - 32	$26{,}6\ ^{-0{,}005}$	26,596	26,580	0,016
Roată dințată	PRD2 - 33	$Ø\ 37{,}4\ ^{-0{,}025}_{-0{,}041}$	Ø 37,442	Ø 37,438	0,004
Roată dințată	PRD2 - 33	$Ø\ 18\ ^{-0{,}016}_{-0{,}027}$	Ø 17,980	Ø 17,974	0,006
Roată dințată	PRD2 - 33	$Ø\ 18\ ^{-0{,}016}_{-0{,}027}$	Ø 17,990	Ø 17,985	0,005
Roată dințată	PRD2 - 33	$26{,}6\ ^{-0{,}005}$	26,595	26,585	0,010
Bucşă lagăr	PRD2 - 30	$Ø\ 18{,}010\ ^{+0{,}056}_{-0{,}009}$	Ø 18,035	Ø 18,070	0,035
Bucşă lagăr	PRD2 - 30	$Ø\ 18{,}010\ ^{+0{,}056}_{-0{,}009}$	Ø 18,040	Ø 18,080	0,040
Bucşă lagăr	PRD2 - 30	$19\ ^{-0{,}015}$	18,990	18,980	0,010
Bucşă lagăr	PRD2 - 20	$Ø\ 18{,}010\ ^{+0{,}056}_{-0{,}009}$	Ø 18,030	Ø 18,070	0,040
Bucşă lagăr	PRD2 - 20	$Ø\ 18{,}010\ ^{+0{,}056}_{-0{,}009}$	Ø 18,037	Ø 18,070	0,033
Bucşă lagăr	PRD2 - 20	$19\ ^{-0{,}015}$	18,990	18,975	0,015

Anduranța s-a efectuat în scopul omologării motoarelor cu roți dințate tip MRD 2. În timpul celor 1027 ore de funcționare, valoarea cilindreei efective a scăzut de la 15,3 cm^3/rot la 12,9 cm^3/rot, încadrându-se în limitele admise de norma tehnică de ramură.

ÎNTOCMIT, VERIFICAT, SERVICIUL C.T.C.,

ANEXA 10.5

Laboratorul de Hidraulică

BULETIN DE ÎNCERCĂRI DE TIP

Cilindrul tip: T06233 - 672.00
Seria: 001; 002
Data încercării: 27.06.1984
Lichidul de lucru: ulei hidraulic aditivat H41
Temperatura uleiului: 50^0C

Nr. crt.	Parametri verificați	U.M.	Valori prescrise în documentație	Valori obținute	
				Seria 001	Seria 002
1.	Calitatea materialelor	-	Conform documentației	Corespunde	Corespunde
2.	Aspectul exterior	-	Conform documentației	Corespunde	Corespunde
3.	Dimensiunile de gabarit şi legătură	mm	Conform documentației	Corespunde	Corespunde
4.	Dimensiunile principalelor piese	mm	Conform documentației	Corespunde	Corespunde
5.	Masa	kg	25	25	25
6.	Presiunea minimă pentru deplasare	bar	max.5	3	5
7.	Viteza pistonului: - minimă - maximă	 m/s m/s	 0,5 0,3	 0,5 0,3	 0,5 0,3
8.	Forța de împingere la p = 200 bar	kN	62,3	67,3	66,8
9.	Cursa totală	mm	672	674	674
10.	Verificarea etanşeității exterioare până la p = 200 bar după cinci curse	-	Nu se admit scurgeri	Corespunde	Corespunde
11.	Durata de funcționare	cicluri	20 000	-	-
12.	Rezistența la presiune	bar	300	300	300
13.	Funcționarea la temperaturi limită: - minimă - maximă	 ^{0}C ^{0}C	 - 15 + 65	 - + 65	 - + 65
14.	Trasarea curbelor caracteristice	-	$\eta = f(p)$ la v = 2 m/s	conf.anexei	conf.anexei

Încercările s-au efectuat conform Caietului de sarcini pentru cilindri telescopici cu simplu efect din anul 1982.
În baza încercărilor de tip efectuate, cilindrii tip T06233 - 672.00 sunt declarați buni pentru omologare.

DIRECTOR TEHNIC, ŞEF SERVICIU C.T.C., ŞEF LABORATOR HIDRAULIC,

11

ELEMENTE DE REGLARE A PRESIUNII

11.1. CONSTRUCȚIE, FUNCȚIONARE ŞI CLASIFICARE

Presiunea din circuitele energetice şi de comandă ale sistemelor de acționare, comandă şi reglare hidraulice poate fi reglată sau limitată cu elemente mecanohidraulice sau electrohidraulice, numite în practică "supape".

O supapă mecanohidraulică este formată dintr-o carcasă în interiorul căreia se deplasează un obturator sub acțiunea forțelor de presiune şi a forței elastice furnizată de un resort.

În cazul general, un astfel de element are patru racorduri: unul de intrare (A), unul de ieşire (B), unul de comandă externă (X) şi un orificiu de drenaj al camerei de volum variabil în care se află amplasat resortul (Y).

Aceste elemente pot îndeplini următoarele funcții:

a) limitarea presiunii în racordul de intrare la o valoare impusă printr-un resort (supape de siguranță);

b) conectarea unui motor hidraulic la o pompă, după atingerea unei valori prestabilite a presiunii în racordul de refulare al pompei, ca urmare a realizării cursei unui alt motor hidraulic (supape de succesiune);

c) conectarea unui circuit hidraulic la rezervor, ca urmare a atingerii unei valori prestabilite a presiunii intr-un alt circuit hidraulic (supape de deconectare);

d) conectarea unui circuit hidraulic la o pompă ca urmare a atingerii unei valori prestabilite a presiunii într-un alt circuit (supape de conectare);

e) reglarea presiunii în racordul de ieşire la o valoare impusă printr-un resort (supape de reducere a presiunii);

f) reglarea presiunii în racordul de ieşire în funcție de valoarea presiunii dintr-un alt circuit hidraulic.

Primele patru tipuri (a ... d) fac parte din categoria supapelor normal-închise, caracterizate prin faptul ca resoartele lor tind să întrerupă legătura hidraulică dintre intrare şi ieşire. Ultimele două (e şi f) fac parte din categoria supapelor normal-deschise, caracterizate prin faptul că resoartele lor tind să realizeze legătura hidraulică dintre intrare şi ieşire. Simbolurile standardizate ale câtorva tipuri de supape sunt indicate în figura 11.1.

Simbolul general al unei supape conține un pătrat corespunzător carcasei (corpului) în interiorul căruia este reprezentată o săgeată corespunzătoare obturatorului mobil. În jurul pătratului sunt reprezentate racordurile şi resortul.

Comanda supapelor normal-închise este "internă" dacă racordul de comandă este conectat la racordul de intrare. În cazul supapelor normal-deschise, comanda este "internă" dacă racordul de comandă comunică cu racordul de ieşire.

11

ELEMENTE DE REGLARE A PRESIUNII

11.1. CONSTRUCȚIE, FUNCȚIONARE ŞI CLASIFICARE

Presiunea din circuitele energetice şi de comandă ale sistemelor de acționare, comandă şi reglare hidraulice poate fi reglată sau limitată cu elemente mecanohidraulice sau electrohidraulice, numite în practică "supape".

O supapă mecanohidraulică este formată dintr-o carcasă în interiorul căreia se deplasează un obturator sub acțiunea forțelor de presiune şi a forței elastice furnizată de un resort.

În cazul general, un astfel de element are patru racorduri: unul de intrare (A), unul de ieşire (B), unul de comandă externă (X) şi un orificiu de drenaj al camerei de volum variabil în care se află amplasat resortul (Y).

Aceste elemente pot îndeplini următoarele funcții:

a) limitarea presiunii în racordul de intrare la o valoare impusă printr-un resort (supape de siguranță);

b) conectarea unui motor hidraulic la o pompă, după atingerea unei valori prestabilite a presiunii în racordul de refulare al pompei, ca urmare a realizării cursei unui alt motor hidraulic (supape de succesiune);

c) conectarea unui circuit hidraulic la rezervor, ca urmare a atingerii unei valori prestabilite a presiunii intr-un alt circuit hidraulic (supape de deconectare);

d) conectarea unui circuit hidraulic la o pompă ca urmare a atingerii unei valori prestabilite a presiunii într-un alt circuit (supape de conectare);

e) reglarea presiunii în racordul de ieşire la o valoare impusă printr-un resort (supape de reducere a presiunii);

f) reglarea presiunii în racordul de ieşire în funcție de valoarea presiunii dintr-un alt circuit hidraulic.

Primele patru tipuri (a ... d) fac parte din categoria supapelor normal-închise, caracterizate prin faptul ca resoartele lor tind să întrerupă legătura hidraulică dintre intrare şi ieşire. Ultimele două (e şi f) fac parte din categoria supapelor normal-deschise, caracterizate prin faptul că resoartele lor tind să realizeze legătura hidraulică dintre intrare şi ieşire. Simbolurile standardizate ale câtorva tipuri de supape sunt indicate în figura 11.1.

Simbolul general al unei supape conține un pătrat corespunzător carcasei (corpului) în interiorul căruia este reprezentată o săgeată corespunzătoare obturatorului mobil. În jurul pătratului sunt reprezentate racordurile şi resortul.

Comanda supapelor normal-închise este "internă" dacă racordul de comandă este conectat la racordul de intrare. În cazul supapelor normal-deschise, comanda este "internă" dacă racordul de comandă comunică cu racordul de ieşire.

Drenajul se numeşte "intern" dacă racordul de drenaj este conectat la racordul de ieşire. Dacă racordul de drenaj este conectat la rezervor, drenajul se numeşte "extern".

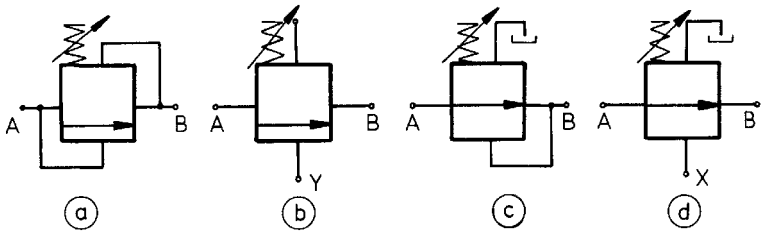


Fig. 11.1. Simbolizarea supapelor mecanohidraulice:
a) de limitare a presiunii; b) de succesiune; c) de reducere a presiunii; d) de conectare.

Dacă lichidul din racordul de comandă acţionează direct asupra obturatorului, determinând mişcarea acestuia, comanda supapei se numeşte "directă". În caz contrar, comanda supapei se numeşte "indirectă".

O supapă de siguranţă tipică (fig. 11.2), comandată direct, limitează superior presiunea de refulare a pompei deoarece evacuează debitul excedentar la rezervor prin fanta inelară dintre obturator (sertar) şi corp. Deplasarea axială a sertarului în sensul măririi fantei este determinată de rezultanta forţelor de presiune pe suprafaţa de comandă care comprimă suplimentar resortul.

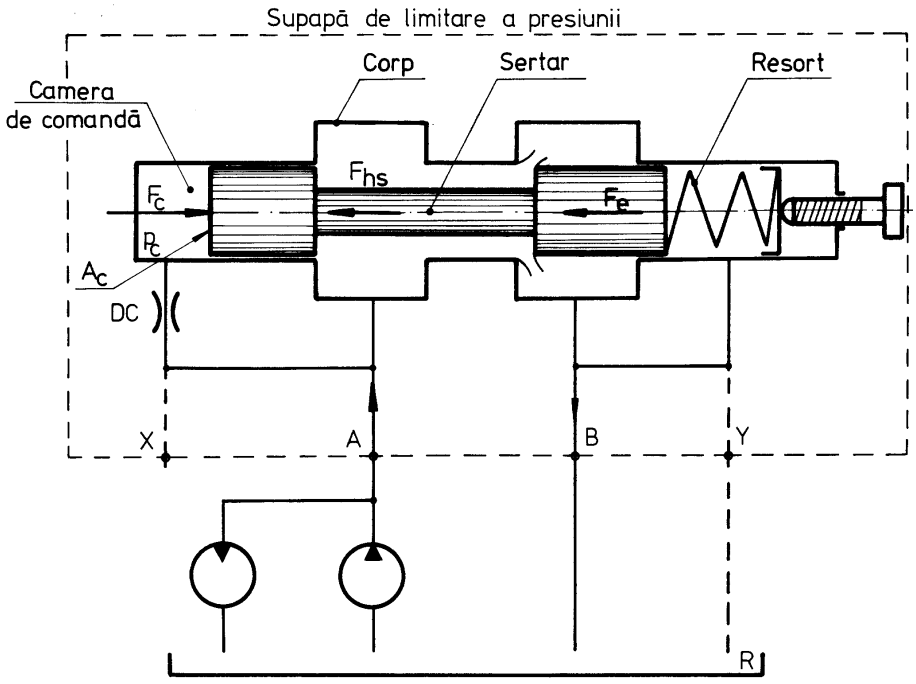


Fig. 11.2. Schema unei transmisii hidrostatice prevăzută cu o supapă normal-închisă.

În regim staţionar, relaţia dintre mărimea independentă – debitul care parcurge supapa – şi mărimea dependentă – presiunea în racordul de intrare – depinde de precomprimarea resortului.

Comportarea supapei în regim tranzitoriu este influenţată de droselul DC, amplasat între racordul de intrare şi camera de comandă, numit de "comandă". Acesta întârzie atât transmiterea presiunii din racordul de intrare în camera de comandă, în cursul creşterii presiunii de refulare a pompei, cât şi întârzierea scăderii presiunii din camera de comandă la scăderea presiunii de refulare a pompei. Astfel, droselul asigură amortizarea oscilaţiilor hidromecanice caracteristice sistemelor inerto-elastice şi implicit amortizarea oscilaţiilor presiunii de refulare a pompei. Ca urmare acest drosel se mai numeşte şi "amortizorul supapei".

Din punct de vedere structural, o supapă normal-deschisă diferă de cea prezentată mai sus prin inversarea poziţiei camerei de comandă cu cea a resortului (fig. 11.3).

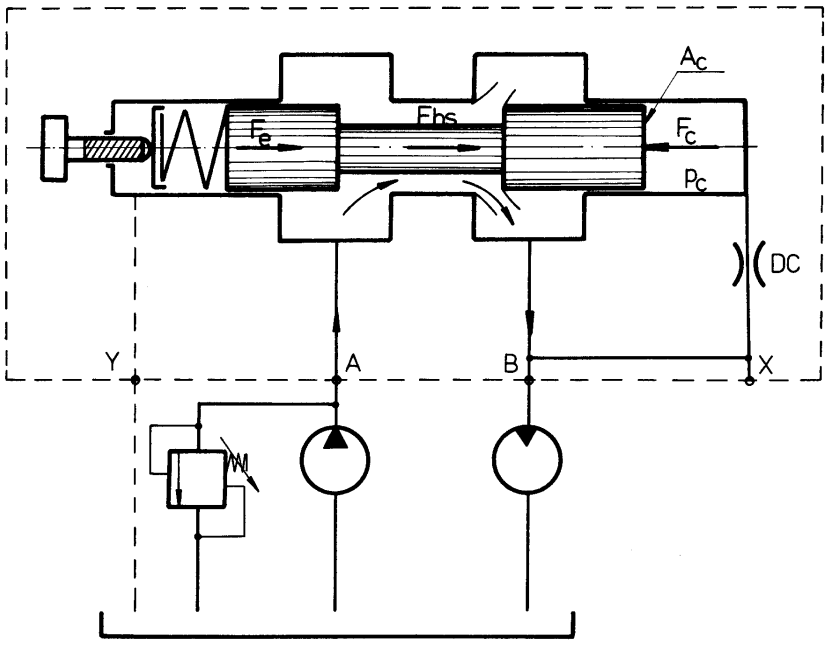


Fig. 11.3. Schema unei transmisii hidrostatice prevăzută cu o supapă normal-închisă.

Pentru a menţine constantă presiunea în racordul de admisie al motorului este necesară şi racordarea unei supape normal-închise la refularea pompei. La creşterea presiunii în racordul de admisie al motorului, sertarul supapei normal-deschise micşorează lăţimea fantei inelare prin comprimarea suplimentară a resortului, obligând o parte din debitul pompei să se întoarcă la bazin prin supapa normal-închisă.

Caracteristica de regim staţionar a unei supape reprezintă dependenţa dintre căderea de presiune pe supapă şi debitul care parcurge supapa.

Alura caracteristicilor de regim staţionar ale acestor supape este prezentată în figura 11.4. În figura 11.5 se prezintă alura răspunsului unei supape normal-închise la un semnal treaptă de debit.

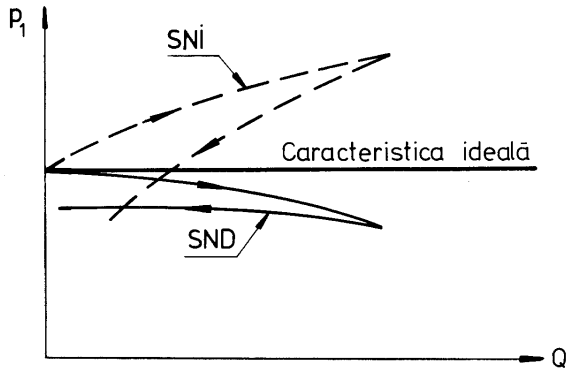


Fig. 11.4. Comportarea supapelor de reglare a presiunii în regim staţionar:
a) supapă normal-închisă; b) supapă normal-deschisă.

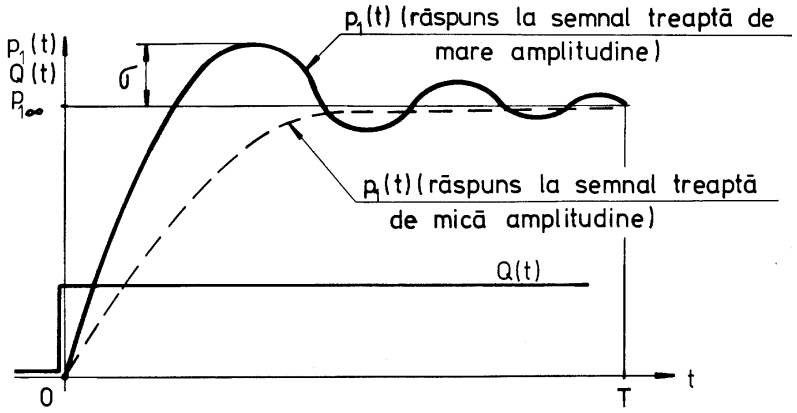


Fig. 11.5. Comportarea unei supape normal-închise în regimul tranzitoriu generat de un semnal treaptă de debit.

11.2. CALCULUL SUPAPELOR NORMAL-ÎNCHISE MONOETAJATE

11.2.1. Formularea problemei

Acest paragraf este consacrat analizei comportării supapelor mecanohidraulice normal-închise, în regim staţionar şi în regim tranzitoriu. Obiectivul practic al calculelor analitice şi numerice efectuate este stabilirea dependenţei performanţelor statice şi dinamice de structura şi de parametrii constructivi caracteristici ai componentelor sistemului.

Datorită ponderii comparabile în practica industrială, în această lucrare sunt analizate ambele soluții structurale uzuale; baza supapele normal-închise cu ventil conic, respectiv supapelor normal-deschise cu sertar cilindric. Ultima soluție este tratată în partea consacrată servopompelor electrohidraulice lente realizate cu supape proporționale normal-deschise.

11.2.2. Analiza şi sinteza supapelor normal-închise cu ventil conic

a) Structura supapelor normal-închise cu ventil conic

O supapă normal-închisă monoetajată uzuală este formată dintr-un corp cilindric prevăzut cu două camere toroidale, în interiorul căruia se deplasează un obturator axial-simetric, sub acțiunea unor forțe de presiune şi a unei forțe elastice. Ultima este furnizată de un resort (elicoidal) care tinde să închidă orificiul inelar format între obturator şi corp. Obturatorul poate fi cilindric, sferic, plan sau conic.

Din punct de vedere *tehnologic*, cel mai simplu este obturatorul *sferic*, dar acesta are câteva dezavantaje majore: oscilează lateral față de orificiul pe care îl acoperă, generând oscilații ale presiunii reglate; prin impact aleator cu scaunul, provoacă deformarea acestuia şi îşi pierde sfericitatea, afectând în timp etanşeitatea supapei. Ca urmare, acest obturator este utilizat îndeosebi în cadrul supapelor de limitare a presiunii. Obturatorul plan are o etanşeitate modestă, care se alterează în timp prin impact neaxial cu scaunul, fiind utilizat îndeosebi în cadrul supapelor de sens ale pompelor cu pistoane ale căror cilindri sunt imobili.

Cel mai răspândit obturator este sertarul *cilindric*, care necesită o tehnologie relativ simplă, dar prezintă câteva inconveniente majore: nu permite compensarea efectului negativ al forței hidrodinamice asupra caracteristicii statice a supapei; nu asigură o etanşeitate perfectă; se poate gripa din cauze mecanice sau hidraulice; are o masă relativ mare, deci o dinamică relativ lentă; orificiul calibrat utilizat pentru amortizarea oscilațiilor sale este expus pericolului obliterării, deoarece are un diametru relativ mic.

Supapele monoetajate moderne utilizează obturatorul *conic*, care înlătură toate dezavantajele celorlalte soluții, dar necesită o tehnologie mai complexă. Combinația dintre un ventil conic şi un scaun drept cu muchie ascuțită asigură cea mai bună etanşare dacă ventilul este ghidat printr-un piston cilindric (fig. 11.6,a). Pistonul poate lipsi dacă deplasările axiale ale ventilului sunt foarte mici, iar resortul este foarte rigid (fig. 11.6,b). Acest caz este specific supapelor "pilot" utilizate pentru comanda unor supape de dimensiuni mult mai mari, în cadrul supapelor bietajate.

O supapă cu ventil conic are o caracteristică statică, $p_s(Q_s)$ practic dreaptă, cu o pantă pozitivă relativ mare. Această caracteristică este utilă în sistemele de comandă, dar constituie un dezavantaj major în cazul sistemelor de acționare. Panta caracteristicii statice poate fi redusă substanțial dacă se ataşează ventilului un taler plan, care oferă o suprafață de sprijin resortului elicoidal (fig.11.6,c). Compensarea obținută astfel este efectivă la debite relativ mici. Cea mai eficientă compensare se obține cu un taler profilat ca deflector axial – simetric (fig.11.7).

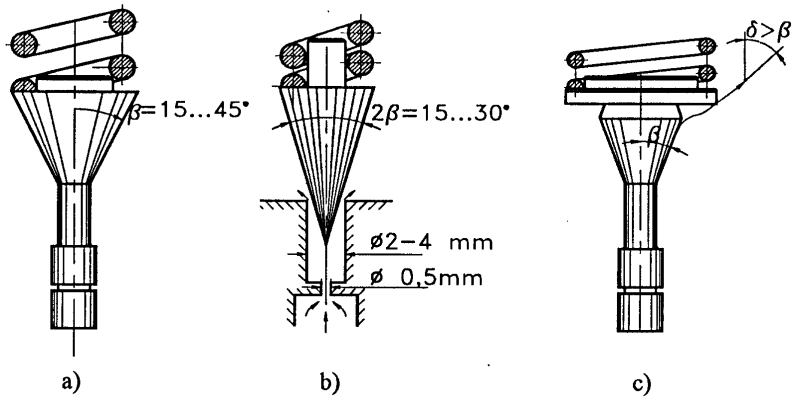


Fig. 11.6. Tipuri de ventile conice.

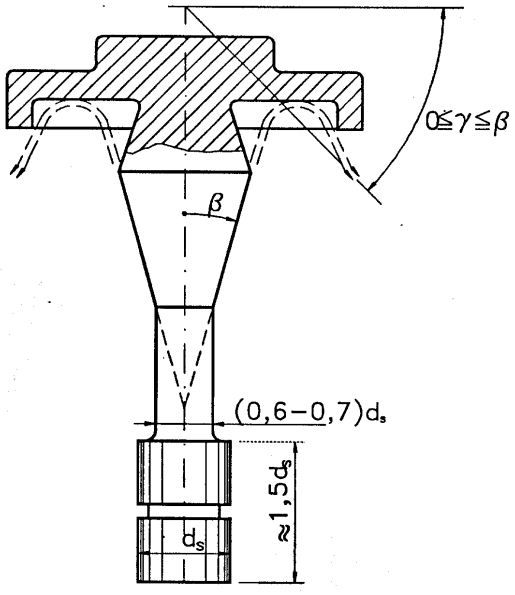


Fig. 11.7. Ventil conic compensat.

Pistonul amortizorului poate fi combinat cu un orificiu lung, (figura 11.8,a) sau cu o teşitură longitudinală (figura 11.8,b). Ambele soluții conservă calitatea de "ghid" al pistonului pentru ventilul conic, dar nu înlătură pericolul gripării mecanice sau hidraulice. Un joc radial de ordinul a 0,06 mm (figura 11.8,c) este suficient de mare pentru a asigura o amortizare optimă, fără a compromite funcția de ghidare a ventilului. Aceasta este soluția optimă din toate punctele de vedere, (figura 11.9), propusă de firma BOSCH şi reprodusă în forme echivalente de toți ceilalți producători reputați.

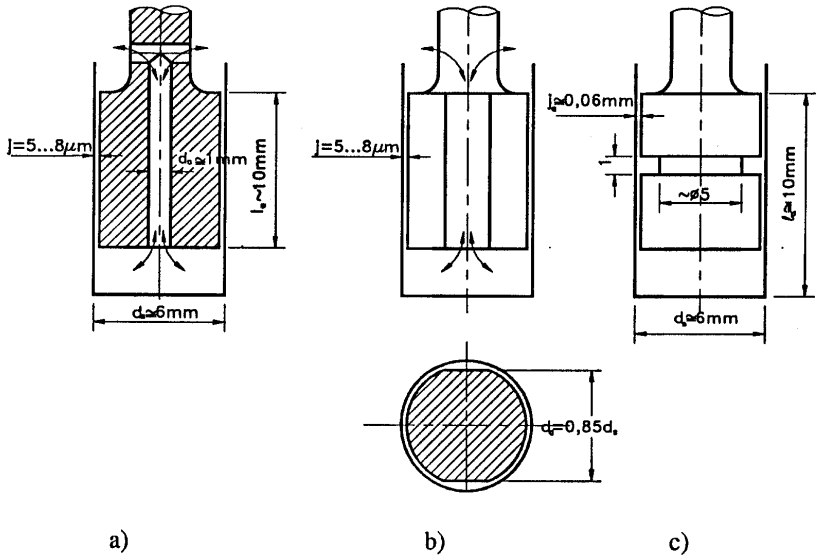


Fig. 11.8. Variante de amortizor hidraulic pentru ventile de supape.

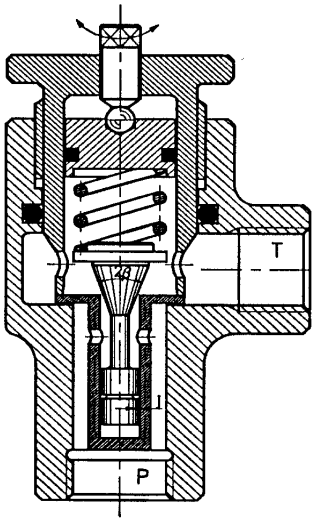


Fig. 11.9. Supapă normal-închisă cu ventil conic compensat.

Acest paragraf este consacrat analizei comportării statice şi dinamice a supapelor normal-închise monoetajate specifice transmisiilor hidrostatice, precum şi sintezei acestor elemente fundamentale de reglare şi protecţie. *Obiectivele practice* ale acestei analize sunt:

a) optimizarea caracteristicii statice prin analiza influenţei geometriei orificiului supapei;

b) optimizarea comportării dinamice prin anliza influenţei geometriei amortizorului supapei asupra răspunsului acesteia la semnale de debit.

b) Modelarea matematică

1. Regimul tranzitoriu

Se consideră o transmisie hidrostatică elementară formată dintr-o pompă volumică, un motor volumic şi o supapă de limitare a presiunii (fig. 11.10).

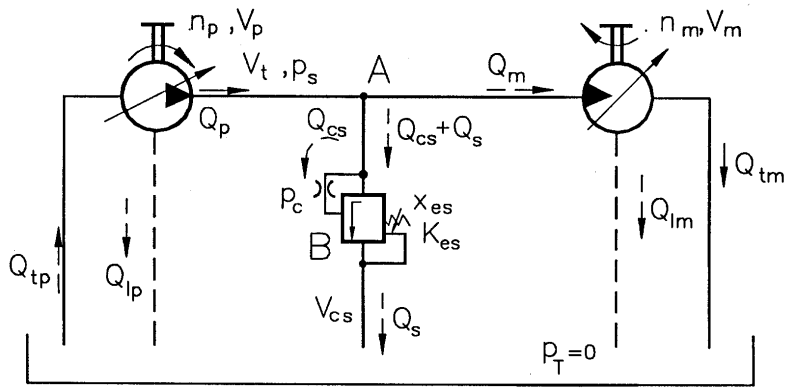


Fig. 11.10. Schema unei transmisii hidrostatice elementare.

O analiză dinamică completă a sistemului necesită considerarea dinamicii tuturor elementelor componente. Pentru a evidenţia dinamica supapei se neglijează dinamica pompei şi motorului, urmând ca acestea să fie considerate ulterior.

Evoluţia presiunii p_s din volumul de lichid V_t, cuprins între pompă, motor şi supapă, poate fi calculată din ecuaţia de continuitate corespunzătoare nodului dintre pompă, motor şi supapă (A):

$$Q_{tp} - Q_{lp} - Q_{tm} - Q_{lm} - Q_s - Q_{cs} = \frac{V_t}{\varepsilon_e} \cdot \dot{p}_s \tag{11.1}$$

în care: Q_{tp} este debitul volumic teoretic al pompei; Q_{lp} - debitul volumic de scurgeri al pompei; Q_{tm} - debitul volumic teoretic al motorului; Q_{lm} - debitul volumic de scurgeri al motorului; Q_s - debitul volumic evacuat prin orificiul supapei; Q_{cs} - debitul de comandă al supapei; ε_e - modulul de elasticitate echivalent al lichidului din volumul V_t. Evoluţia presiunii p_{cs} din camera de comandă a ventilului supapei rezultă din ecuaţia de continuitate ataşată acestei camere:

$$Q_{cs} - A_{cs} \cdot \dot{x}_s = \frac{V_c}{\varepsilon_e} \cdot \dot{p}_{cs} \tag{11.2}$$

în care: A_{cs} este aria pistonului de comandă; $\dot{x}_s$ - viteza ventilului; V_c - volumul mediu de lichid aflat în camera de comandă a supapei.

Distanţa dintre ventil şi sertar, x_s (deschiderea supapei) rezultă din ecuaţia de mişcare a ventilului:

$$m_s \cdot \ddot{\vec{x}}_s = \vec{F}_{cs} + \vec{F}_{hs} + \vec{F}_{ht} + \vec{F}_e \tag{11.3}$$

în care: m_s este masa echivalentă a ventilului şi resortului; $\ddot{x}_s$ - accelarația ventilului; F_{cs} - forța de presiune care asigură comanda ventilului; F_{hs} - forța hidrodinamică corespunzătoare variației vitezei lichidului în raport cu spațiul în interiorul supapei (componenta staționară); F_{ht} - forța de presiune corespunzătoare variației vitezei lichidului în raport cu timpul în interiorul supapei (componenta tranzitorie); F_e - forța elastică generată de resortul elicoidal.

Se admite că ambele maşini volumice au capacități variabile (cazul general). Debitele teoretice ale acestora sunt de forma:

$$Q_{tp} = n_p \cdot V_p \tag{11.4}$$

$$Q_{tm} = n_m \cdot V_m \tag{11.5}$$

unde: n_p este turația pompei (constantă); V_p - capacitatea pompei (variabilă); n_m - turația motorului (variabilă); V_m - capacitatea motorului (variabilă).

Se admite că scurgerile dominante ale ambelor maşini se produc în regim laminar, deci sunt proporționale cu diferențele de presiune ce le creează:

$$Q_{lp} = K_{lp} \cdot \left(p_s - p_T\right) \tag{11.6}$$

$$Q_{lm} = K_{lm} \cdot \left(p_s - p_T\right) \tag{11.7}$$

Se admite că racordul de ieşire al supapei şi racordurile de drenare ale maşinilor sunt conectate direct la rezervor, care se află la presiunea atmosferică $\left(p_T \approx 0\right)$.

Debitul evacuat prin supapă rezultă din relația lui Bernoulli şi din ecuația continuității pentru un tub de curent:

$$Q_s = K_s \cdot x_s \cdot \sqrt{p_s} \tag{11.8}$$

unde K_s este constanta supapei. Pentru o supapă cu ventil conic, la deschideri mici,

$$K_s = \pi \cdot d_s \cdot c_{ds} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sin\beta \tag{11.9}$$

unde: d_s este diametrul scaunului supapei; c_{ds} - coeficientul de debit al orificiului supapei; β - semiunghiul conului ventilului; ρ - densitatea lichidului. Coeficientul de debit depinde de unghiul β.

Debitul de comandă al supapei este generat de diferența de presiune $\left(p_s - p_{cs}\right)$. Se consideră un amortizor de tip "fantă inelară", având diametrul mediu d_s, lungimea l_s şi lățimea j_s. Valoarea uzuală a raportului j_s/d_s este:

$$\frac{j_s}{d_s} \cong \frac{0{,}06\,\text{mm}}{6\,\text{mm}} = \frac{1}{100} \tag{11.10}$$

iar debitul de comandă este relativ mic. Astfel, se poate admite că mişcarea prin fantă este de tipul Hagen - Poiseuille plană. Dacă pistonul este descentrat (cazul uzual),

$$Q_{cs} = 2{,}5 \cdot \frac{\pi d_s j_s^3}{12\eta l_s} \cdot \left(p_s - p_{cs}\right) \tag{11.11}$$

unde η este viscozitatea dinamică a lichidului. Această relaţie poate fi scrisă sub forma

$$Q_{cs} = K_{cs} \cdot \left(p_s - p_{cs}\right) \tag{11.12}$$

în care

$$K_{cs} = 2{,}5 \cdot \frac{\pi d_s j_s^3}{12\eta l_s} \tag{11.13}$$

este constanta droselului de amortizare.

Masa echivalentă din punct de vedere dinamic a ventilului şi resortului este

$$m_s = m_v + 0{,}33 m_e \tag{11.14}$$

unde m_v este masa ventilului iar m_e - masa resortului.

Ventilul este accelerat de forţa:

$$\vec{F}_{cs} = A_{cs} \cdot p_{cs} \cdot \vec{K} = F_{cs} \cdot \vec{K} \tag{11.15}$$

unde $A_{cs} = \pi d_s^2 / 4$ este aria pistonului de comandă al supapei iar $\vec{K}$ este versorul axei Oz. Pentru calculul componentei F_{hs} a forţei hidrodinamice se consideră mai întâi un ventil conic necompensat (fig. 11.11) şi se aplică teorema impulsului pentru suprafaţa de control axial – simetrică $S_{1\text{-}2}$, care include domeniul de variaţie a vitezei ca mărime şi direcţie la un moment dat (în regim staţionar):

$$\rho Q_s \left(\vec{V}_2 - \vec{V}_1\right) = \vec{F}_{p1} + \vec{F}_{p2} + \vec{F}_{\ell 1-2} + \vec{F}_g \tag{11.16}$$

Se proiectează această ecuaţie vectorială după direcţia axei supapei. Forţele de presiune elementare $d\vec{F}_{p1}$ pe suprafaţa de intrare cilindrică S_1 sunt radiale, deci se anulează reciproc. Forţele de presiune elementare $d\vec{F}_{p2}$ pe suprafaţa de ieşire S_2 sunt neglijabile deoarece $p_2 \cong p_T \cong 0$. Forţa de greutate asupra lichidului din suprafaţa de control $S_{1\text{-}2}$ este neglijabilă în raport cu forţa de presiune $\vec{F}_{\ell 1-2}$ prin care frontierele solide S_ℓ acţionează asupra lichidului din suprafaţa de control. Ecuaţia (11.6) devine:

$$F_{\ell 1-2} = \rho \cdot Q_s \cdot V_2 \cdot \cos\beta \tag{11.17}$$

În această relație, V_2 este viteza reală în jetul contractat:

$$V_2 = c_{vs} \cdot \sqrt{\frac{2p_s}{\rho}} \tag{11.18}$$

unde c_{vs} este coeficientul de viteză al orificiului supapei. Relația (11.17) capătă forma:

$$F_{\ell 1-2} = K_{hs} \cdot x_s \cdot p_s \tag{11.19}$$

în care

$$K_{hs} = 2 \cdot \pi \cdot d_s \cdot c_{ds} \cdot c_{vs} \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta \tag{11.20}$$

este constanta forței hidrodinamice de regim staționar.

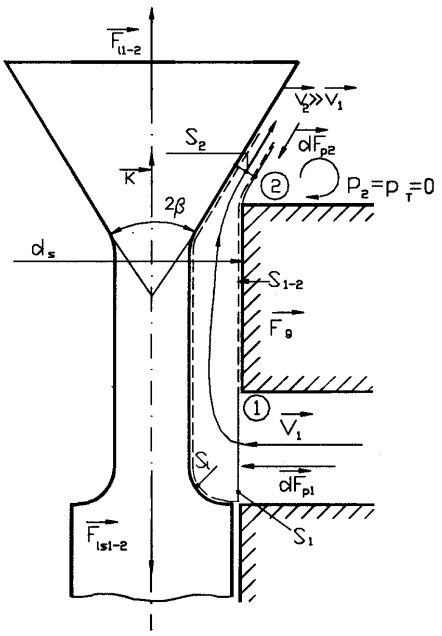


Fig. 11.11. Schemă de calcul a forței hidrodinamice de regim staționar.

Forța hidrodinamică asupra ventilului, $\vec{F}_{hs1-2}$ este orientată în sens contrar forței $\vec{F}_{\ell 1-2}$:

$$\vec{F}_{hs1-2} = -\vec{F}_{\ell 1-2} = -K_{hs} \cdot x_s \cdot p_s \cdot \vec{K} \tag{11.21}$$

Se constată că forța hidrodinamică corespunzătoare variației vitezei în raport cu spațiul tinde să accelereze ventilul în sensul apropierii sale de scaun. Dacă presiunea în racordul de intrare al supapei este constantă, forța $\vec{F}_{hs1-2}$ are caracterul unei forțe elastice similare celei generate de resort. Ca urmare, ea contribuie la mărirea pantei caracteristicii statice, $\partial p_s / \partial Q_s$. Forța hidrodinamică poate fi compensată cu ajutorul unei alte forțe hidrodinamice obținută prin devierea jetului în aval de orificiul supapei cu un taler profilat (fig. 11.12).

Pentru calculul acestei forțe se aplică teorema impulsului corespunzător unei suprafețe de control cu simetrie axială S_{3-4}, ce conține domeniul de variație a vitezei. Pentru valori uzuale ale presiunii p_s, (100 ... 400 bar) viteza jetului de lichid este de ordinul a 140...280 m/s. În cursul deplasării în vecinătatea suprafeței conului şi deflectorului, viteza lichidului se menține practic constantă, iar presiunea pe suprafața sa exterioară este neglijabilă.

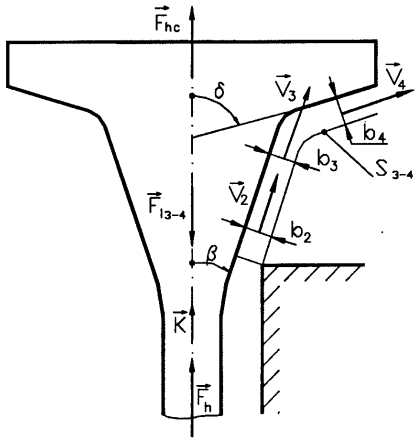


Fig. 11.12. Compensarea forței hidrodinamice prin deflecția jetului.

Ca urmare, teorema impulsului capătă forma:

$$\rho Q_s \left(\vec{V}_4 - \vec{V}_3\right) = \vec{F}_{\ell 3-4} = -\vec{F}_{hs3-4} \tag{11.22}$$

sau

$$\rho Q_s V_2 \left(\cos\delta - \cos\beta\right) = F_{\ell 3-4} \tag{11.23}$$

unde δ este unghiul deflectorului (mai mare decât cel al conului). Ca urmare, forța hidrodinamică de compensare tinde să anuleze efectul forței hidrodinamice corespunzătoare accelerării lichidului în orificiul supapei:

$$F_{hs3-4} = \rho Q_s V_2 \left(\cos\beta - \cos\delta\right) \tag{11.24}$$

Forța hidrodinamică *totală* asupra conului şi deflectorului devine:

$$F_{hs} = F_{hs3-4} - F_{hs1-2} = -\rho Q_s V_2 \cos\delta \tag{11.25}$$

Această forță depinde *numai* de unghiul deflectorului, δ.

Dacă ventilul nu are deflector (δ = β) rezultă relația (11.17). Dacă deflectorul este plan (δ = π/2) forța hidrodinamică este nulă. Compensarea maximă uzuală corespunde unui unghi $\delta \cong \pi/2 + \beta$, pentru care

$$\vec{F}_{hs} \cong \rho \cdot Q_s \cdot V_2 \cdot \sin\beta \cdot \vec{K} \tag{11.26}$$

Pentru calculul componentei tranzitorii a forței hidrodinamice se consideră accelerarea fluidului în spațiul axial – simetric dintre ventil şi scaun.

Dacă accelerația acestuia în direcția axială este $\vec{a}$, asupra ventilului acționează forța de inerție

$$\vec{F}_{ht} = -m_\ell \cdot \vec{a} \tag{11.27}$$

în care m_ℓ este masa lichidului. Aceasta poate fi aproximată prin relația:

$$m_\ell = \rho \cdot A_v \cdot \ell_v \tag{11.28}$$

în care: A_v este aria umărului ventilului; ℓ_v - lungimea medie a inelului de lichid accelerat. Dacă V este viteza axială medie a lichidului, a = dV / dt, deci

$$F_i = \rho \cdot A_v \cdot \ell_v \cdot \frac{dV}{dt} = \rho \cdot \ell_v \cdot \frac{d}{dt}\left(A_v \ell_v\right) = \rho \cdot \ell_v \cdot \frac{dQ_s}{dt} \tag{11.29}$$

Debitul supapei variază în raport cu timpul prin intermediul mărimilor x_s şi p_s, astfel că

$$\frac{dQ_s}{dt} = \frac{\partial Q_s}{\partial x_s} \cdot \frac{dx_s}{dt} + \frac{\partial Q_s}{\partial p_s} \cdot \frac{dp_s}{dt} \tag{11.30}$$

Ținând seama de relația (11.8) rezultă:

$$\vec{F}_{ht} = \vec{F}_{ht1} + \vec{F}_{ht2} \tag{11.31}$$

unde

$$\vec{F}_{ht1} = -\rho \cdot \ell_v \cdot K_s \cdot \sqrt{p_s} \cdot \dot{x}_s \cdot \vec{K} \tag{11.32}$$

$$\vec{F}_{ht2} = -\frac{\rho \cdot \ell_v \cdot K_s}{2} \cdot x_s \cdot \frac{\dot{p}_s}{\sqrt{p_s}} \cdot \vec{K} \tag{11.33}$$

Ambele componente acționează sertarul în sensul reducerii deschiderii supapei. Dacă ventilul este compensat, forța hidrodinamică tranzitorie se calculează în funcție de unghiurile δ şi β.

Calculele numerice indică pentru forţele hidrodinamice tranzitorii valori *neglijabile* în raport cu celelalte forţe ce intervin în ecuaţia de mişcare a ventilului.

Resortul supapei generează forţa

$$\vec{F}_e = -K_{es} \cdot (x_s + x_e) \cdot \vec{K} \tag{11.34}$$

în care K_{es} este rigiditatea statică, iar x_e - precomprimarea.

2. Regimul staţionar

În cazul unui ventil necompensat, ecuaţia (11.3) devine:

$$\vec{F}_{cs} - \vec{F}_{hs} + \vec{F}_e = 0 \tag{11.35}$$

sau

$$A_{cs} \cdot p_s - K_{hs} \cdot x_s \cdot p_s = K_{es} \cdot (x_s + x_e) \tag{11.36}$$

Din această ecuaţie se poate calcula deschiderea supapei în funcţie de presiunea din amonte de supapă:

$$x_s(p_s, x_e) = \frac{A_{cs} \cdot p_s - K_e \cdot x_e}{K_{es} + K_{hs} \cdot p_s} \tag{11.37}$$

Supapa începe să se deschidă la presiunea

$$p_{so} = \frac{K_e x_e}{A_{cs}} \tag{11.38}$$

deci relaţia (11.37) poate fi scrisă sub forma:

$$x_s(p_s, x_e) = A_{cs} \frac{p_s - p_{so}}{K_{es} + K_{hs} \cdot p_s} \tag{11.39}$$

Funcţionarea supapei în regim staţionar este descrisă de ecuaţia:

$$Q_s(p_s, p_{so}) = K_s \cdot A_{cs} \cdot \sqrt{p_s} \cdot \frac{p_s - p_{so}}{K_{es} + K_{hs} \cdot p_s} \tag{11.40}$$

Aceasta reprezintă o familie de curbe "paralele" al căror parametru este presiunea de începere a deschiderii supapei, determinată de precomprimarea resortului.

În figura 11.13 se prezintă caracteristica unei supape tipice (d_s = 6 mm, $\beta = 15^0$, K_e = 100000 N/m) pentru $\delta = \beta$, $\delta = \pi/2$, respectiv $\delta = \pi/2 + \beta$. Panta medie a caracteristicii supapei cu ventil necompensat este relativ mare: circa 1,8 bar/l/min.

Dacă ventilul este prevăzut cu taler de compensare, caracteristica supapei devine:

$$Q_s(p_s, p_{so}) = \frac{K_s \cdot A_s}{K_{es}} \cdot \sqrt{p_s} \cdot (p_s - p_{so}) \qquad (11.40')$$

iar panta caracteristicii se reduce de circa 3 ori: $\frac{\partial p_s}{\partial Q_s} \cong 0{,}6 \text{ bar}/1/\min$.

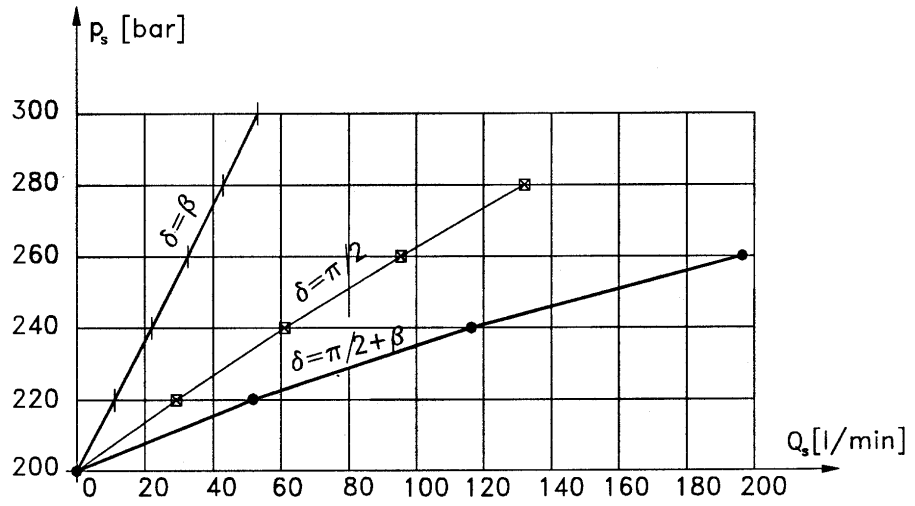


Fig. 11.13. Caracteristica de regim staționar a unei supape tipice cu ventil conic.

Dacă talerul este profilat şi asigură întoarcerea jetului cu numai 15^0, panta caracteristicii scade de 6 ori: $\partial p_s / \partial Q_s \cong 0{,}3 \text{ bar}/1/\min$.

c) Dimensionarea amortizorului supapei

Pentru a stabili o relație de dimensionare a amortizorului supapei se utilizează ecuația de mişcare a ventilului şi ecuația de continuitate corespunzătoare camerei de comandă. În ecuația (11.3) se neglijează componenta tranzitorie a forței hidrodinamice şi se notează cu $F_e = K_{es} \cdot x_e$ forța elastică de referință, rezultând:

$$m_s \ddot{x}_s = A_{cs} p_s - K_{hs} x_s p_s - K_{es} x_s - F_e \qquad (11.41)$$

Volumul minim al camerei de comandă este uzual de ordinul a 0,1 cm^3 în timp ce volumul total de lichid dintre pompă, motor şi supapă este de ordinul a 1000 cm^3. Astfel, într-o primă aproximație, se poate neglija compresibilitatea lichidului din camera de comandă. Din ecuațiile (11.2) şi (11.11) rezultă:

$$K_{cs}(p_s - p_{cs}) \cong A_{cs} \dot{x}_s \qquad (11.42)$$

sau

$$p_{cs} = p_s - \frac{A_{cs}}{K_{cs}} \cdot \dot{x}_s \qquad (11.43)$$

Înlocuind această mărime în ecuația de mişcare (11.41) se obține:

$$m_s\ddot{x}_s = A_{cs}p_s - \frac{A_{cs}^2}{K_{cs}}\dot{x}_s - K_{hs}x_s p_s - K_{es}x_s - F_e \tag{11.44}$$

În continuare se studiază relația dintre variația forței elastice de referință,

$$\Delta F_e = F_e - F_{eo} \tag{11.45}$$

şi variația deschiderii supapei

$$\Delta x_s = x_s - x_{so} \tag{11.46}$$

în ipoteza că presiunea în racordul de intrare al supapei este constantă,

$$p_s = p_{so} = ct. \tag{11.47}$$

Ecuația de mişcare devine:

$$m_s\frac{d^2(\Delta x_s)}{dt^2} = A_{cs}p_{so} - \frac{A_{cs}^2}{K_{cs}}\frac{d(\Delta x_s)}{dt} - K_{hs}p_{so}x_{so} - K_{hs}p_{so}\Delta x_s - \\ - K_e x_{so} - K_e\Delta x_s - F_{eo} - \Delta F_e \tag{11.48}$$

În regim staționar ecuația de echilibru a ventilului capătă forma:

$$A_{cs}p_{so} - K_{hs}p_{so}x_{so} - K_e x_{so} - F_{eo} = 0 \tag{11.49}$$

Eliminând regimul staționar din ecuația (11.8) rezultă:

$$m_s\frac{d^2(\Delta x_s)}{dt^2} + \frac{A_{cs}^2}{K_{cs}}\frac{d(\Delta x_s)}{dt} + (K_e + K_{hs}p_{so})\Delta x_s = -\Delta F_e \tag{11.50}$$

Se aplică transformata Laplace acestei ecuații,

$$s^2 m_s\Delta x_s + s\frac{A_{cs}^2}{K_{cs}}\Delta x_s + (K_e + K_{hs}p_{so})\Delta x_s = -\Delta F_2 \tag{11.51}$$

şi se introduce mărimea

$$K_{et} = K_e + K_{hs}p_{so} \tag{11.52}$$

numită în continuare "constanta elastică totală a supapei". Rezultă funcția de transfer:

$$\frac{\Delta x_s}{\Delta F_e} = -\frac{1}{s^2 m_s + s\frac{A_{cs}^2}{K_{cs}} + K_{et}} \tag{11.53}$$

care poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{\Delta x_s}{\Delta F_e} = -\frac{1}{K_{et}} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{\frac{K_{et}}{m_s}} + s \cdot \frac{A_{cs}}{K_{cs} \cdot K_{et}}} + 1 \tag{11.54}$$

Se introduc următoarele notații fundamentale:
- pulsația naturală,

$$\omega_h = \sqrt{\frac{K_{et}}{m_s}} \tag{11.55}$$

- factorul de amortizare,

$$\zeta = \frac{A_{cs}^2}{2K_{cs}} \cdot \frac{1}{\sqrt{K_{et} \cdot m_s}} \tag{11.56}$$

Ecuația (1.2.54) capătă forma canonică a unui element de ordinul al doilea:

$$\frac{\Delta x_s}{\Delta F_e} = -\frac{1}{K_{et}} \cdot \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + 2\frac{\zeta}{\omega_h} s + 1} \tag{11.57}$$

Această funcție de transfer descrie *numai* bucla de reglare a poziției ventilului. Optimizarea acestei bucle nu conduce automat la optimizarea funcției de transfer a supapei, dar în scopul dimensionării amortizorului acesteia se poate admite pentru factorul de amortizare o valoare optimă $\left(\zeta_{opt} = 0,7\right)$. Din relația (11.56) rezultă valoarea *necesară* a constantei droselului de amortizare:

$$\left(K_{cs}\right)_{necesar} = \frac{\pi^2 d_s^4}{32\zeta_{opt}} \cdot \frac{1}{\sqrt{m_s \cdot K_{et}}} \tag{11.58}$$

Dacă se admite acoperitor că pistonul amortizorului este descentrat la maximum, constanta amortizorului de tip "fantă inelară" devine:

$$\left(K_{cs}\right)_{necesar} = \left(K_{cs}\right)_{efectiv} = 2,5\frac{\pi d_s j_s^3}{12\eta l_s}. \tag{11.59}$$

Din ultimele două relații rezultă formula de dimensionare a amortizorului supapei:

$$j_s = d_s \cdot \sqrt[3]{\frac{0,6731\eta l_s}{\sqrt{m_s K_{et}}}} \tag{11.60}$$

Această formulă se verifică foarte bine pentru supapele moderne. Se consideră ca exemplu o supapă cu următoarele caracteristici: d_s = 6mm; l_s = 9mm; $m_v \cong$ 20g; $m_e \cong$ 90g; K_e = 100 000 N/m; $\beta = 15^0$; c_{ds} = 0,8; c_{vs} = 0,98. Se admite că alimentarea supapei se face la presiunea p_s = 350 bar şi se consideră ca lichid de lucru un ulei mineral pentru care η = 22,9 Ns/m^2. Dacă nu se consideră compensarea, rezultă $K_{hs} = 7{,}389 \cdot 10^{-3}$ m şi K_{et} = 358,615 N/m. Jocul necesar amortizorului este în acest caz j_s = 60 μm, valoare care corespunde exact proiectului supapei (BOSCH - DBV - 10). Acest joc poate fi realizat uşor cu o precizie de ±1 μm în cadrul tehnologiei clasice.

Utilitatea amortizorului inelar poate fi demonstrată prin determinarea diametrului unui orificiu cu muchie ascuțită care îndeplineşte aceeaşi funcție. În acest caz, conform relației lui Wuest,

$$K_{cs} \cong \frac{\pi d_0^3}{50{,}4\eta} \tag{11.61}$$

Diametrul necesar orificiului este

$$d_0 = d_s \cdot \sqrt[3]{4{,}94 \cdot \frac{\eta \cdot d_s}{\zeta_{opt}\sqrt{m_s \cdot K_{et}}}} \tag{11.62}$$

Pentru ζ = 0,7 rezultă d_0 = 0,116 mm. Această valoare se situează la limita tehnologiei clasice şi nu poate fi acceptată în sistemele industriale datorită pericolului obliterării. Aceleaşi probleme apar şi în cadrul utilizării unui orificiu lung de diametru d şi lungime l. În acest caz,

$$K_{cs} \cong 2{,}5\frac{\pi d^4}{128\eta l} \tag{11.63}$$

astfel că

$$d = d_s\sqrt{\frac{4\pi\eta d_s}{\zeta_{opt}\sqrt{m_s K_{et}}} \cdot \frac{l}{d}} \tag{11.64}$$

Pentru o valoare normală a raportului lungime/diametru (l / d = 10) rezultă d = 0,34 mm, valoare care ridică probleme tehnologice şi impune condiții de filtrare severe.

d) Stabilirea funcțiilor de transfer ale supapei

Modelul matematic complet al supapei este format din următoarele ecuații:

$$m_s\ddot{x}_s = A_{cs}p_{cs} - K_{hs}x_s p_s - K_e x_s - F_e \tag{11.65}$$

$$K_{cs}\left(p_s - p_{cs}\right) - A_{cs}\dot{x}_s = \frac{V_c}{\varepsilon_e}\dot{p}_{cs} \tag{11.66}$$

$$n_p V_p - n_m V_m - K_{\ell m} p_s - K_{cs}\left(p_s - p_{cs}\right) - K_s x_s \sqrt{p_s} = \frac{V_t}{\varepsilon_e}\dot{p}_s \qquad (11.67)$$

Pentru a evidenția dinamica supapei se introduce notația:

$$Q_t = Q_{tp} - Q_{tm} = n_p V_p - n_m V_m \qquad (11.68)$$

Această mărime reprezintă debitul disponibil teoretic în nodul pompă – motor – supapă. Scurgerile celor două maşini pot fi reprezentate concentrat prin coeficientul:

$$K_{\ell pm} = K_{\ell p} + K_{\ell m} \qquad (11.69)$$

Ecuația (11.67) capătă forma:

$$Q_t - K_{\ell pm} p_s - K_{cs}\left(p_s - p_{cs}\right) - K_s x_s \sqrt{p_s} = \frac{V_t}{\varepsilon_e}\dot{p}_s \qquad (11.70)$$

Dacă se neglijează compresibilitatea lichidului din camera de comandă, ecuația (11.66) se simplifică esențial:

$$K_{cs}\left(p_s - p_{cs}\right) = A_{cs}\dot{x}_s \qquad (11.71)$$

În cazul general, sistemul format din ecuațiile (11.65), (11.66) şi (11.70) conține 5 mărimi necunoscute: x_s , p_{cs} , p_s , F_e şi Q_t.

Dacă forța elastică de referință este menținută constantă şi debitul Q_t este variabil, se poate defini funcția de transfer a supapei în raport cu debitul disponibil în nodul dintre pompă, motor şi supapă:

$$H_Q(s) = \frac{p_s(s)}{Q_t(s)} \qquad (11.72)$$

Dacă Q_t este constant şi se modifică pe cale mecanică, electromecanică, hidraulică etc. precomprimarea resortului supapei, se poate defini funcția de transfer a supapei în raport cu forța elastică:

$$H_F(s) = \frac{p_s(s)}{F_e(s)} \qquad (11.73)$$

Pentru a stabili cele două funcții de transfer se introduc în cele trei ecuații variațiile mărimilor implicate în raport cu valorile corespunzătoare unui punct de funcționare aparținând regimului staționar. Caracteristica supapei poate fi scrisă sub forma:

$$Q_s = Q_{so} + \left.\frac{\partial Q_s}{\partial x_s}\right|_0 dx_s + \left.\frac{\partial Q_s}{\partial p_s}\right|_0 dp_s + \ldots \qquad (11.74)$$

în care

$$\left.\frac{\partial Q_s}{\partial x_s}\right|_0 = K_s\sqrt{p_{so}} = K_{Qx} \tag{11.75}$$

$$\left.\frac{\partial Q_s}{\partial p_s}\right|_0 = \frac{K_s x_{so}}{2\sqrt{p_{so}}} = K_{QP} \tag{11.76}$$

Rezultă

$$\Delta Q_s = Q_s - Q_{so} = K_{Qx}\Delta x_s + K_{QP}\Delta p_s \tag{11.77}$$

Ecuațiile regimului tranzitoriu devin:

$$m_s\frac{d^2(\Delta x_s)}{dt^2} = A_{cs}\Delta p_{cs} - K_{hs}x_{so}\Delta p_s - K_{hs}p_{so}\Delta x_s - K_e\Delta x_s - \Delta F_e \tag{11.78}$$

$$K_{cs}(\Delta p_s - \Delta p_{cs}) = A_{cs}\frac{d(\Delta x_s)}{dt} \tag{11.79}$$

$$\Delta Q_t - \Delta p_s(K_l + K_{cs} + K_{QP}) + K_{cs}\Delta p_{cs} - K_{Qx}\Delta x_s = E_t\frac{d(\Delta p_s)}{dt} \tag{11.80}$$

În ultima ecuație,

$$E_t = \frac{V_t}{\varepsilon_e} \tag{11.81}$$

reprezintă "elasticitatea" volumului de lichid cuprins între pompă, motor şi supapă.

Se aplică transformata Laplace ecuațiilor cu diferențe finite, rezultând:

$$s^2 m_s\Delta x_s = A_{cs}\Delta p_{cs} - K_{hs}x_{so}\Delta p_s - K_{hs}p_{so}\Delta x_s - K_e\Delta x_s - \Delta F_e \tag{11.82}$$

$$K_{cs}\Delta p_s - K_{cs}\Delta p_{cs} = sA_{cs}\Delta x_s \tag{11.83}$$

$$\Delta Q_t - \Delta p_s(K_l + K_{cs} + K_{QP}) + K_{cs}\Delta p_{cs} - K_{Qx}\Delta x_s = sE_t\Delta p_s \tag{11.84}$$

Pentru a stabili *prima funcție de transfer a supapei*, se consideră $\Delta F_e = 0$. Din ecuația (11.59) se calculează mărimea

$$\Delta p_{cs} = \Delta p_s - s\frac{A_{cs}}{K_{cs}}\Delta x_s \tag{11.85}$$

şi se introduce în ecuația (11.18). Rezultă funcția de transfer

$$\frac{\Delta x_s}{\Delta p_s} = \frac{A_{cs} - K_{hs}x_{so}}{s^2 m_s + s\dfrac{A_{cs}^2}{K_{cs}} + K_{et}} \tag{11.86}$$

Eliminând mărimile Δx_s şi Δp_{cs} între ultimele trei ecuații rezultă prima funcție de transfer a supapei,

$$\frac{\Delta p_s}{\Delta Q_t} = \frac{s^2 b_2 + s b_1 + b_0}{s^3 a_3 + s^2 a_2 + s a_1 + a_0} \tag{11.87}$$

unde:

$$b_2 = m_s \tag{11.88}$$

$$b_1 = \frac{A_{cs}^2}{K_{cs}} \tag{11.89}$$

$$b_0 = K_{et} \tag{11.90}$$

$$a_3 = m_s E_t \tag{11.91}$$

$$a_2 = m_s K_p + E_t \frac{A_{cs}^2}{K_{cs}} \tag{11.92}$$

$$a_1 = E_t K_{et} + K_p \frac{A_{cs}^2}{K_{cs}} + A_{cs}\left(A_{cs} - K_{hs}x_{so}\right) \tag{11.93}$$

$$a_0 = K_p K_{et} + K_{QX}\left(A_{cs} - K_{hs}x_{so}\right) \tag{11.94}$$

Mărimea $K_p = K_l + K_{QP}$ poate fi numită "coeficientul total de influență al presiunii p_s".

În sistemele de comandă realizate cu supape normal-închise, debitul pompei este menținut practic constant şi se modifică precomprimarea resortului supapei. Este deci util să se determine funcția de transfer a supapei în raport cu forța elastică de referință. În ecuația (11.60) se consideră $\Delta Q_t = 0$ şi se elimină mărimea Δp_{cs} între ecuațiile (11.58) şi (11.59), rezultând:

$$\Delta x_s = \frac{\Delta p_s\left(A_{cs} - K_{hs}x_{so}\right) - \Delta F_e}{s^2 m_s + s\dfrac{A_{cs}^2}{K_{cs}} + K_{et}} \tag{11.95}$$

Se introduc mărimile Δx_s şi Δp_{cs} în ecuația de continuitate, rezultând *a doua funcție de transfer* a supapei:

$$\frac{\Delta p_s}{\Delta F_e} = \frac{c_1 s + c_0}{s^3 a_3 + s^2 a_2 + s a_1 + a_0} \tag{11.96}$$

în care $c_1 = K_{Qx}$ şi $c_0 = A_{cs}$.

În cazul particular al supapei necompensate se poate determina cu precizie constanta de timp prin simplificarea funcției de transfer. Dacă se neglijează termenii de ordinul doi şi trei rezultă:

$$\frac{\Delta p_s}{\Delta Q_t} = \frac{1}{K_{Qp}} \cdot \frac{1}{sT_s + 1} \tag{11.97}$$

Constanta de timp a supapei este

$$T_s = \frac{E_t K_{et} + \dfrac{K_p}{K_{cs}} A_{cs}^2 + A_{cs}\left(A_{cs} - K_{hs} x_{s0}\right)}{K_p K_{et} + K_{Qx}\left(A_{cs} - K_{hs} x_{s0}\right)} \tag{11.98}$$

Experimentele de simulare numerică prezentate în cadrul aplicației 11.1 confirmă valabilitatea acestei relații.

Din analiza ordinului de mărime al termenilor din expresia constantei de timp rezultă că aceasta poate fi scrisă sub forma

$$T_s = \frac{E_t}{K_p} = \frac{E_t}{K_1 + K_{QP}} \tag{11.99}$$

Se constată că T_s este influențat esențial de volumul lichidului supus variațiilor de presiune între pompă, motor şi supapă, de panta caracteristicii statice a supapei şi de coeficientul de scurgeri al pompei şi motorului.

e) Analiza stabilității prin criteriul algebric

Criteriul se stabilitate algebric furnizează condiția:

$$a_1 a_2 > a_3 a_0 \tag{11.100}$$

care conduce la inecuația

$$aK_{cs}^2 + bK_{cs} + c > 0 \tag{11.101}$$

în care

$$a = m_s\left(A_{cs} - K_{hs} x_{so}\right)\left(K_p A_{cs} - E_t K_{QX}\right) \tag{11.102}$$

$$b = A_{cs}^2\left\{E_t\left[K_{et} E_t + A_{cs}\left(A_{cs} - K_{hs} x_{so}\right)\right] + m_s K_p^2\right\} \tag{11.103}$$

$$c = K_p E_t A_{cs}^4 \tag{11.104}$$

Din calculele numerice efectuate pentru o supapă tipică rezultă următoarele concluzii: a < 0; b > 0; c > 0; c << a; c << b. În aceste condiții, soluția inecuației este:

$$0 < K_{cs} < \frac{b}{|a|} \tag{11.105}$$

În cazul ventilului necompensat, din analiza ordinului de mărime al termenilor coeficienților a şi b rezultă pentru aceştia următoarele expresii aproximative:

$$a \cong -m_s E_t K_{QX} A_{cs} \tag{11.106}$$

$$b \cong K_{et} A_{cs}^2 E_t^2 \tag{11.107}$$

Se obține astfel o relație *analitică* simplă pentru valoarea maximă a coeficientului droselului de amortizare care asigură stabilitatea supapei:

$$K_{cs\,max} = \frac{A_{cs} K_{et}}{m_s K_{QX}} E_t \tag{11.108}$$

Ținând seama de expresia coeficientului K_{cs}, se poate determina valoarea maximă a jocului amortizorului:

$$j_{s\,max} = \sqrt[3]{1{,}257 \cdot \eta \cdot \frac{l_s}{d_s} \cdot \frac{A_{cs} K_{et}}{K_{Qx}} \cdot E_t} \tag{11.109}$$

Jocul maxim al amortizorului este uzual *de două ori mai mare decât cel optim*. Se constată că rezistența necesară droselului de amortizare depinde direct de volumul de lichid aflat între pompă, motor şi supapă. Această relație explică intensitatea mare a oscilațiilor presiunii din racordul de refulare al pompelor echipate cu supape de limitare a presiunii slab amortizate. Amplasarea unui racord elastic între pompă şi motor poate contribui esențial la reducerea pulsațiilor presiunii când motorul este blocat de o sarcină excesivă.

Aplicația 11.1. Simularea numerică a comportării dinamice a unei supape normal-închise cu ventil conic

11.1.1 Particularități ale mediului de simulare numerică SIMULINK- MATLAB

Simularea sistemelor dinamice reprezintă o tehnică larg utilizată de analiză asistată de calculator a sistemelor, constituind în acelaşi timp o componentă de bază a oricărui ansamblu de procedee de concepție asistată de calculator.

Analiza unui sistem dinamic are ca rezultat concret colectarea de informații cu privire la variația în timp a valorilor mărimilor sistemului.

Prelucrarea prin intermediul căreia se obțin, cu ajutorul calculatorului numeric, date comportamentale reprezentând evoluția în timp a modelelor sistemelor dinamice este denumită *simulare numerică a sistemelor dinamice*.

Realizarea simulării numerice a unui sistem dinamic impune codificarea într-un limbaj de programare a tuturor informațiilor cu privire la experimentele de simulare necesare. Limbajul de programare utilizat în acest scop poate fi un limbaj universal sau un limbaj specializat, numit *limbaj de simulare*.

SIMULINK este un program performant pentru simularea sistemelor dinamice, conceput ca o extensie a pachetului de programe MATLAB.

Programul SIMULINK se utilizează în două faze: definirea modelului şi analiza acestuia. O sesiune de lucru tipică începe cu definirea modelului sau apelarea unui model definit anterior, după care se trece la analiza modelului respectiv. În practică, aceste două etape sunt efectuate adesea iterativ, astfel încât utilizatorul creează şi modifică modelul pentru a realiza comportarea dinamică dorită.

Pentru a facilita definirea modelului, SIMULINK utilizează o nouă clasă de ferestre numită *diagrame bloc*. În aceste ferestre, modelele sunt create şi desenate în principal prin comenzi introduse cu ajutorul mouse-ului. În locul desenării blocurilor individuale, acestea sunt copiate din biblioteci. Bibliotecile standard sunt furnizate de SIMULINK, iar cele specifice sunt concepute de utilizator.

O bibliotecă standard de blocuri este organizată în mai multe subsisteme, grupând blocuri cu o comportare asemănătoare. Blocurile pot fi copiate din aceste biblioteci, din alte biblioteci sau modele, în modelul creat.

Prin aşezarea blocurilor frecvent utilizate într-un sistem şi setarea preferințelor pentru valorile implicite, poate fi creată o bibliotecă personală de blocuri. Aceasta poate conduce ulterior la o mare economie de timp în crearea unor noi modele.

După definirea modelului, acesta poate fi analizat fie prin alegerea opțiunilor din meniurile oferite de SIMULINK, fie prin utilizarea unor comenzi în ferestrele oferite de MATLAB.

SIMULINK include toți algoritmii moderni de simulare, un program pentru extragerea modelelor liniare ale sistemelor neliniare, numit "linmod" şi un program pentru determinarea punctelor de echilibru, numit "trim".

Evoluția simulării poate fi urmărită pe parcursul rulării experimentului de simulare iar rezultatele finale pot fi regăsite în spațiul de lucru al programului MATLAB după realizarea simulării.

Pentru reprezentarea sistemelor dinamice, SIMULINK utilizează *diagrame bloc.* Definirea unui sistem se poate face prin "desenarea" unei astfel de diagrame.

Metodele numerice disponibile utilizate pentru analiza modelelor create cu programul SIMULINK permit integrarea numerică, extragerea părții liniare şi determinarea stării de echilibru.

Programului SIMULINK poate fi utilizat în trei moduri:

- metoda interactivă constă în controlul simulării prin intermediul meniurilor şi urmărirea comportării sistemului cu ajutorul blocului Scope; această metodă este simplă şi conduce la rezultate imediate, mai ales când se creează şi se finisează un nou model;

- a doua metodă utilizează funcţiile de simulare şi de analiză din linia de comandă; această metodă nu este la fel de interactivă ca prima, dar asigură o flexibilitate mai mare; introducând rezultatele simulării în spaţiul de lucru al programului MATLAB este posibilă analiza suplimentară şi vizualizarea datelor prin utilizarea facilităţilor grafice standard;

- metoda cea mai complexă şi flexibilă de utilizare a programului SIMULINK este accesul direct la funcţia ataşată modelului, numită "funcţia S".

Toate modelele create în SIMULINK sunt disponibile în programul MATLAB ca "funcţii S", acestea încorporând comportarea dinamică a sistemului analizat.

Fiecare funcţie "S" are acelaşi nume ca şi modelul corespunzător. Funcţiile "S" pot furniza informaţii despre numărul intrărilor, ieşirilor şi stărilor modelului, atât continue cât şi discrete, precum şi derivatele şi mărimile de ieşire. Toate instrumentele de analiză incluse în SIMULINK interacţionează cu modelele prin funcţiile S. Programele *linmod* şi *trim* utilizează aceste funcţii.

Aceste trei niveluri de utilizare nu se exclud reciproc şi nu au frontiere precise. Ele se aleg în conformitate cu cerinţele diferitelor stadii de elaborare a modelelor.

Simularea modelelor create în SIMULINK implică integrarea numerică a sistemelor de ecuaţii diferenţiale. SIMULINK furnizează câţiva algoritmi de integrare pentru simularea acestor ecuaţii. Din nefericire, datorită diversităţii comportării sistemelor dinamice, nu este suficientă utilizarea unei singure metode pentru simularea precisă şi eficientă a unui model. Alegerea corectă a metodei şi selectarea atentă a parametrilor simulării sunt elemente foarte importante pentru obţinerea unor rezultate corecte.

Traiectoriile de ieşire obţinute cu SIMULINK pot fi reprezentate grafic utilizând una din următoarele trei metode:

- blocurile Scope ("osciloscoape");
- variabilele de ieşire şi comenzile de reprezentare grafică ale programului MATLAB ;
- blocurile To Workspace şi comenzile de reprezentare grafică ale programului MATLAB.

Simularea modelelor obţinute cu ajutorul programului SIMULINK implică integrarea unor sisteme de ecuaţii diferenţiale ordinare. SIMULINK furnizează o serie de metode pentru integrarea unor astfel de ecuaţii:

- linsim: metoda adecvată sistemelor liniare;
- rk 23: metoda Runge-Kutta de ordinul trei;
- rk 45: metoda Runge-Kutta de ordinul cinci;
- gear: metoda predictor-corector pentru sisteme robuste (Gear);
- adams: metoda predictor-corector (Adams);
- euler: metoda lui Euler.

Performanţele simulării din punct de vedere al vitezei şi preciziei variază în funcţie de fiecare model şi de condiţiile impuse simulării.

Pentru a obţine la imprimantă o diagramă bloc creată în SIMULINK, se utilizează comanda **Print** din meniul **File**.

Conţinutul ferestrei active este tipărit la imprimantă utilizând driver-ul imprimantei selectate în Windows ca imprimantă activă.

11.1.2 Obiectivele şi rezultatele experimentelor de simulare numerică

Simulările numerice au fost efectuate cu programul SIMULINK-MATLAB în scopul validării rezultatelor teoretice şi pentru a obţine o imagine realistă asupra comportării dinamice a supapelor în sisteme tipice.

Calculele numerice au fost efectuate pentru următoarele date: $d_s = 6$ mm; $K_s = 100\,000$ N/m; $\beta = 15^0$; $\rho = 900$ kg/m; $p_{so} = 300$ bar; $j = 6 \cdot 10^{-5}$ m; $l = 9 \cdot 10^{-3}$ m; $\eta = 22{,}9$ Ns/m^2. Au fost studiate trei variante de supape: $\delta = \beta$ (supapă necompensată); $\delta = \pi/2$ (supapă compensată); $\delta = \pi/2 + \beta$ (supapă supracompensată). Caracteristicile de regim staţionar ale acestora sunt prezentate în figura A.11.1-1. Într-o primă etapă a fost studiat răspunsul celor trei supape la variaţii mari ale debitului pompei sau motorului. Reţeaua de simulare numerică corespunzătoare este indicată în figura A.11.1-2, iar reţelele corespunzătoare ecuaţiilor modelului matematic sunt detaliate în figurile A.11.1-3, A.11.1-4 şi A.11.1-5. Simulările prezentate în figurile A.11.1-6, A.11.1-7 şi A.11.1-8 corespund volumului minim de lichid situat uzual între pompă, supapă şi motor (100 cm^3). A doua etapă include răspunsul supapelor la variaţii mici ale debitului pompei sau motorului, calculate atât cu modelul matematic complet, cât şi cu funcţiile de transfer complete. Rezultatele sunt prezentate comparativ în figurile A.11.1-9, A.11.1-10 şi A.11.1-11.

Validarea funcţiilor de transfer aproximative rezultă din figurile A.11.1-12, A.11.1-13 şi A.11.1-14. În aceste cazuri, calculele au fost efectuate pentru un volum normal de lichid supus variaţiilor de presiune: 1000 cm^3.

În ultima etapă a fost studiată sistematic influenţa celui mai important parametru constructiv – jocul amortizorului- şi a celui mai important parametru funcţional – volumul de lichid dintre pompă, motor şi supapă – asupra dinamicii supapei. Răspunsurile la semnale de mare amplitudine pentru diferite valori ale jocului sunt prezentate în figurile A.11.1-15 (supapa necompensată), A.11.1-16 (supapa compensată) şi A.11.1-17 (supapa supracompensată).

Se constată că mărirea jocului amortizorului provoacă instabilitatea supapei, *indiferent de gradul de compensare*. Rezerva de stabilitate scade cu gradul de compensare. În cel mai important caz practic (al supapei supracompensate), **o creştere a jocului amortizorului de numai 10 μm transformă supapa într-un generator de oscilaţii întreţinute de mare amplitudine: 330 bar!**

Răspunsurile supapelor la semnale treaptă de mare amplitudine, pentru diferite valori ale volumului de lichid supus variaţiilor de presiune sunt prezentate în figurile A.11.1-18, A.11.1-19 şi A.11.1-20. Timpul de răspuns al supapelor este practic proporţional cu acest volum.

Se constată următoarele:

a) la semnale de mare amplitudine toate supapele se comportă ca *elemente de întârziere de ordinul al doilea*, indiferent de gradul de compensare;

b) la semnale de mică amplitudine supapa necompensată se comportă ca un *element de întârziere de ordinul întâi*, a cărui constantă de timp poate fi calculată *precis*;

c) supapa compensată are cea mai bună comportare dinamică în condiţiile unei caracteristici statice cu pantă moderată;

d) supapa supracompensată se comportă ca un element de întârziere de *ordinul al doilea* chiar şi la semnale de mică amplitudine;

e) funcţiile de transfer descriu *cu mare precizie* fenomenele tranzitorii de mică amplitudine prezente întotdeauna în transmisiile hidrostatice, asimilate în practică cu "zgomotul hidraulic";

f) jocul amortizorului influenţează *esenţial* suprareglarea şi timpul de răspuns ale supapelor, indiferent de gradul de compensare;

g) volumul de lichid din spaţiul protejat de supapă şi modulul de elasticitate echivalent al acestuia influenţează în mare măsură comportarea dinamică a tuturor supapelor; reducerea modulului de elasticitate echivalent cu ajutorul racordurilor flexibile *reduce esenţial* şocurile de presiune asociate deschiderii supapelor;

h) volumul de lichid din camera de comandă a unei supape este mult mai mic decât cel cuprins între pompă, motor şi supapă; considerarea compresibilităţii acestui lichid în modelul matematic neliniar al supapelor normal-închise *nu modifică practic comportarea dinamică a acestora*, indiferent de gradul de compensare al forţei hidrodinamice de regim staţionar.

Experimentele de simulare numerică întreprinse asupra diferitelor variante structurale şi numerice ale modelului matematic al supapelor normal-închise au permis *validarea expresiilor analitice* ale funcţiilor de transfer stabilite anterior.

Analiza prezentată evidenţiază şi utilitatea programului de simulare numerică SIMULINK-MATLAB pentru analiza în domeniul timpului a sistemelor hidraulice neliniare.

În acelaşi timp, se constată că analiza liniarizată poate furniza funcţii de transfer simple, validate tot cu ajutorul simulatorului, prin compararea răspunsurilor furnizate de modelele neliniare şi cele liniarizate la aplicarea unor semnale standard.

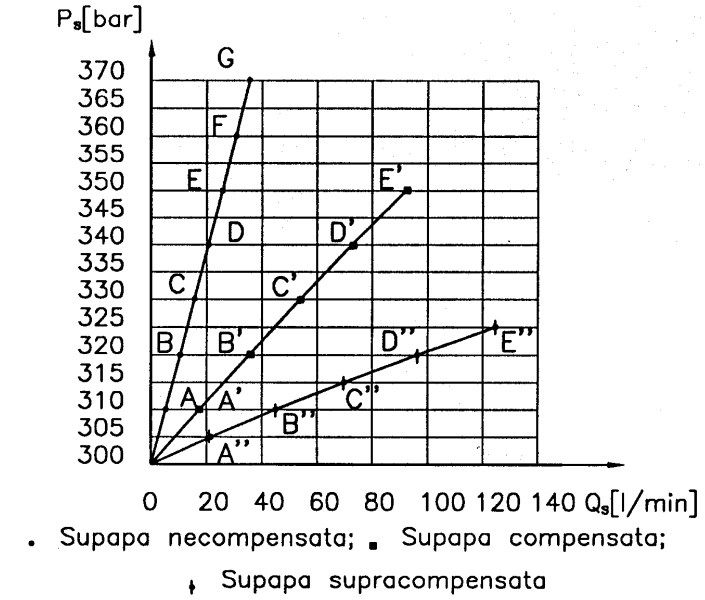


Fig. A.11.1-1. Caracteristicile statice ale supapelor analizate.

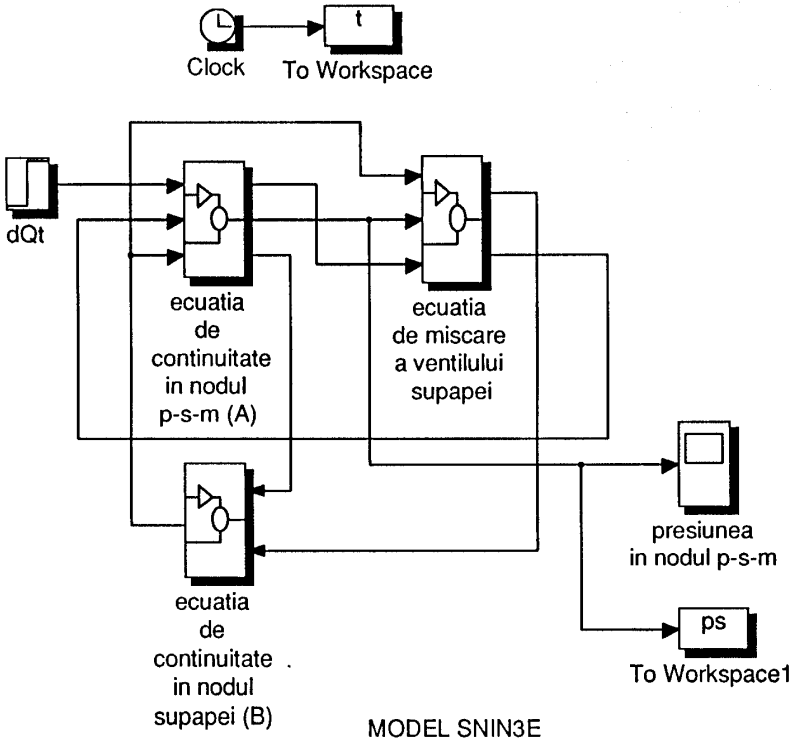


Fig. A.11.1-2. Rețeaua de simulare numerică a unei supape normal-închise.

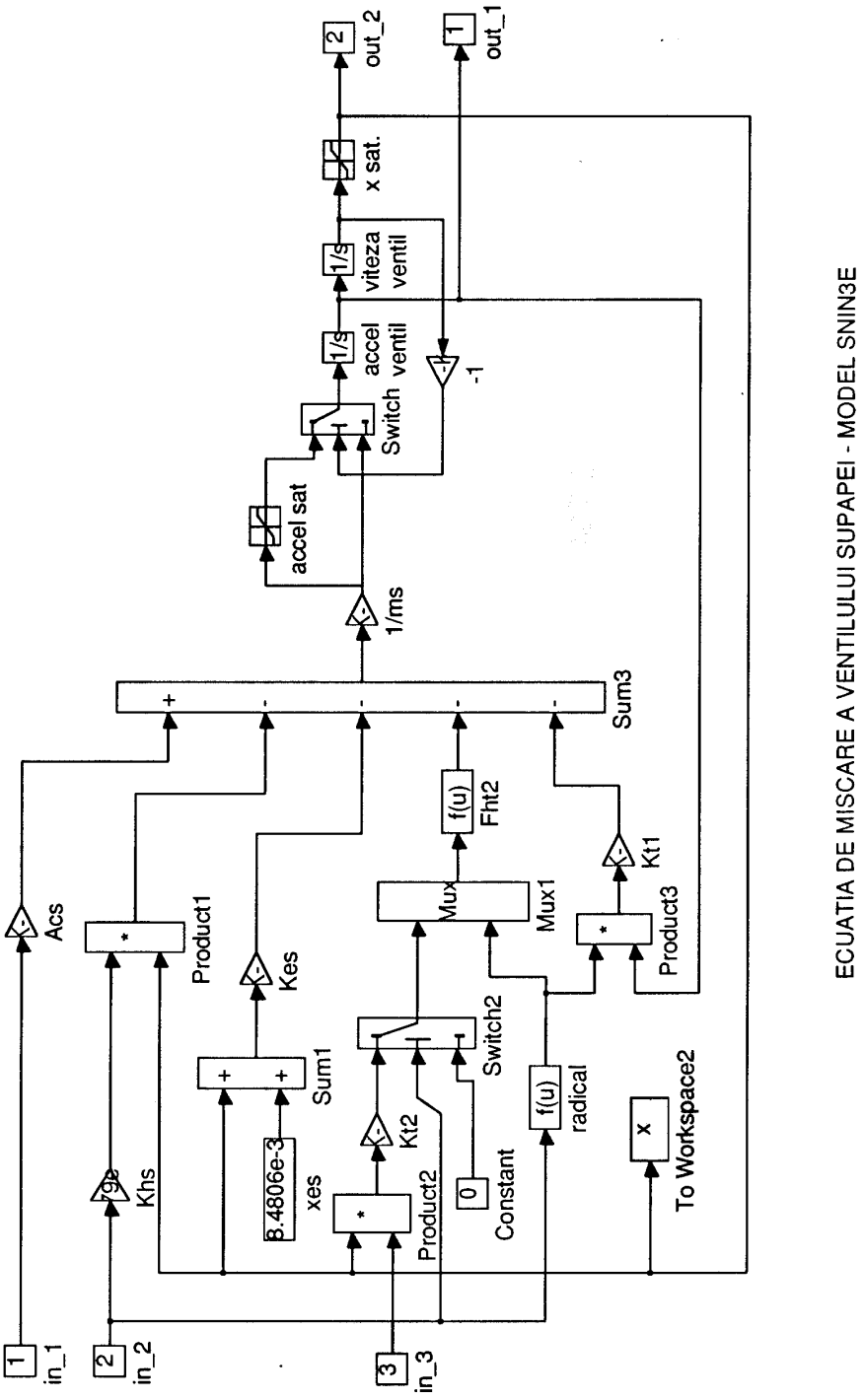


Fig. A.11.1-3. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuației de mișcare a ventilului supapei.

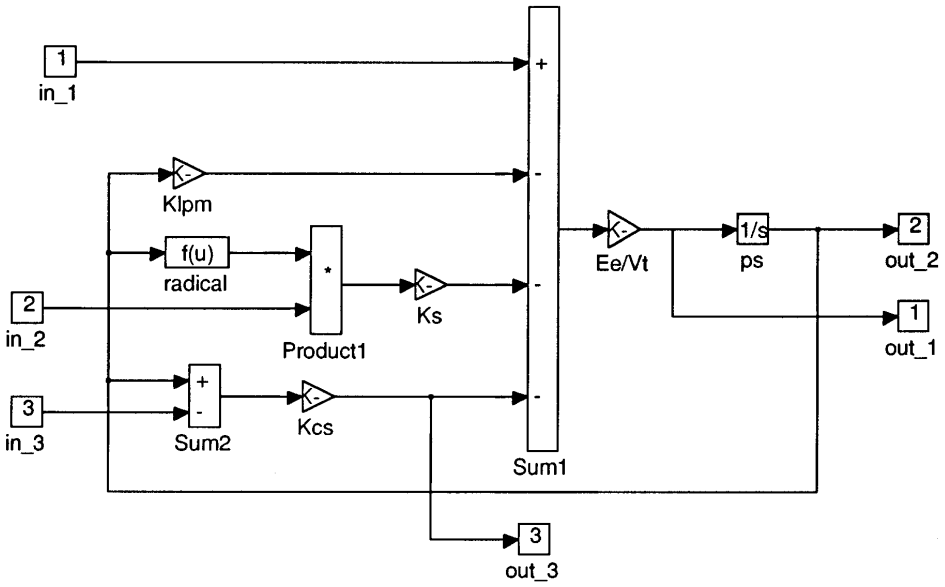


Fig. A.11.1-4. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuației de continuitate în nodul pompă-supapă-motor.

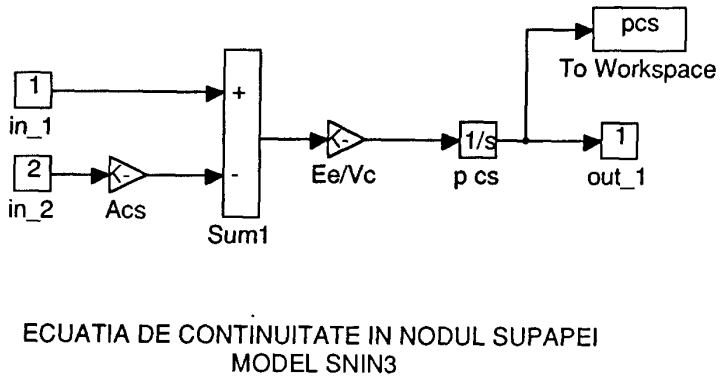


Fig. A.11.1-5. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuației de continuitate în nodul din supapă.

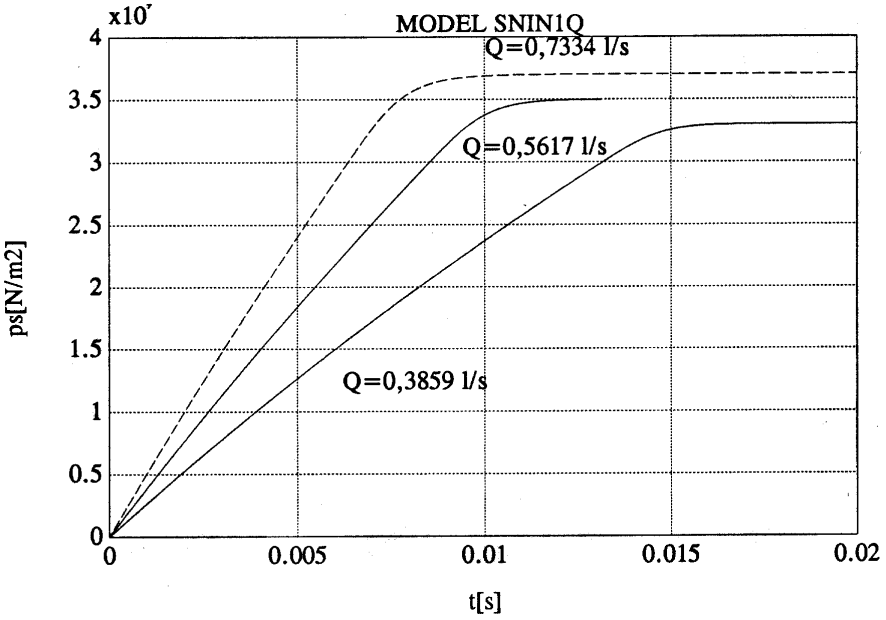


Fig. A.11.1-6. Răspunsul unei supape necompensate la semnale treaptă de mare amplitudine.

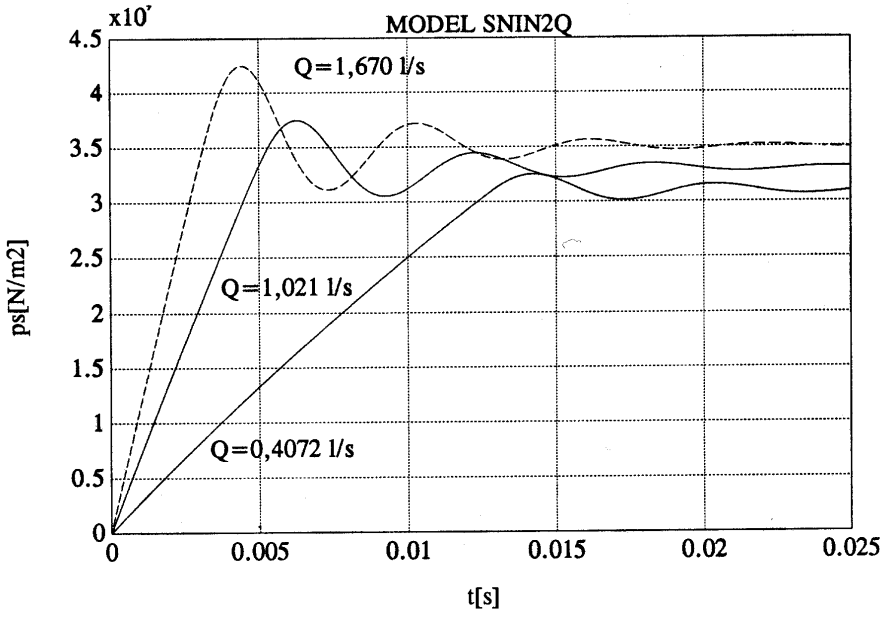


Fig. A.11.1-7. Răspunsul unei supape compensate la semnale treaptă de mare amplitudine.

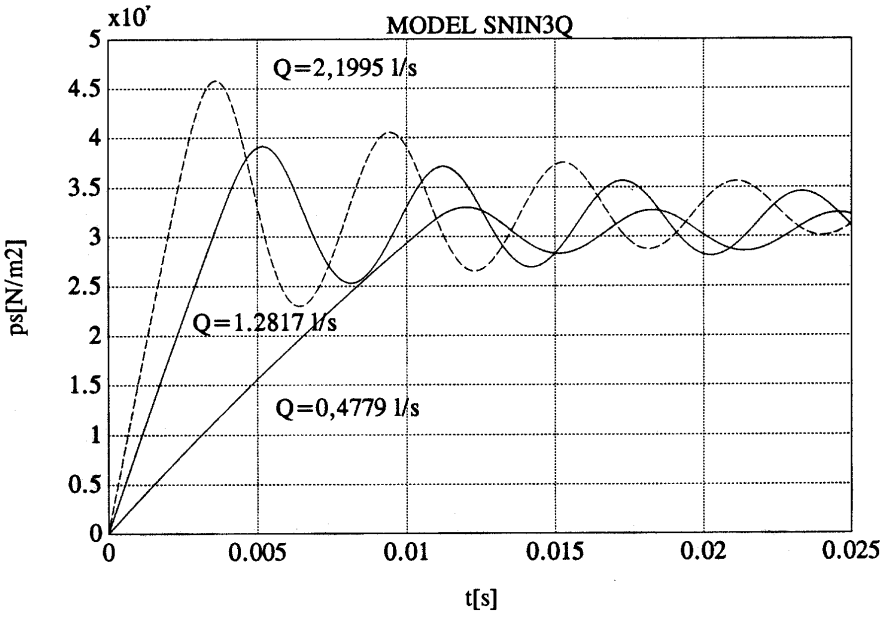


Fig. A.11.1-8. Răspunsul unei supape supracompensate la semnale treaptă de mare amplitudine.

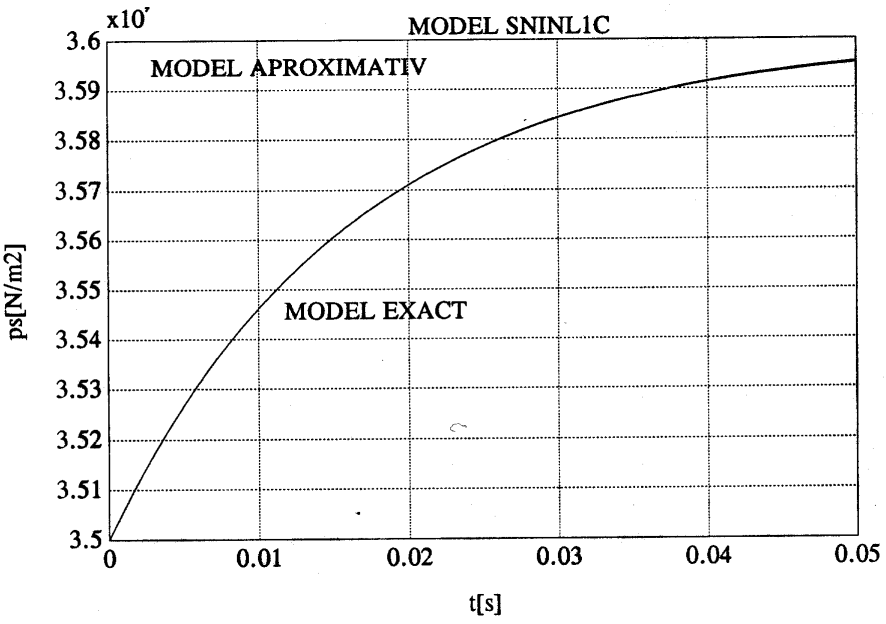


Fig. A.11.1-9. Răspunsul unei supape necompensate la un semnal treaptă de mică amplitudine.

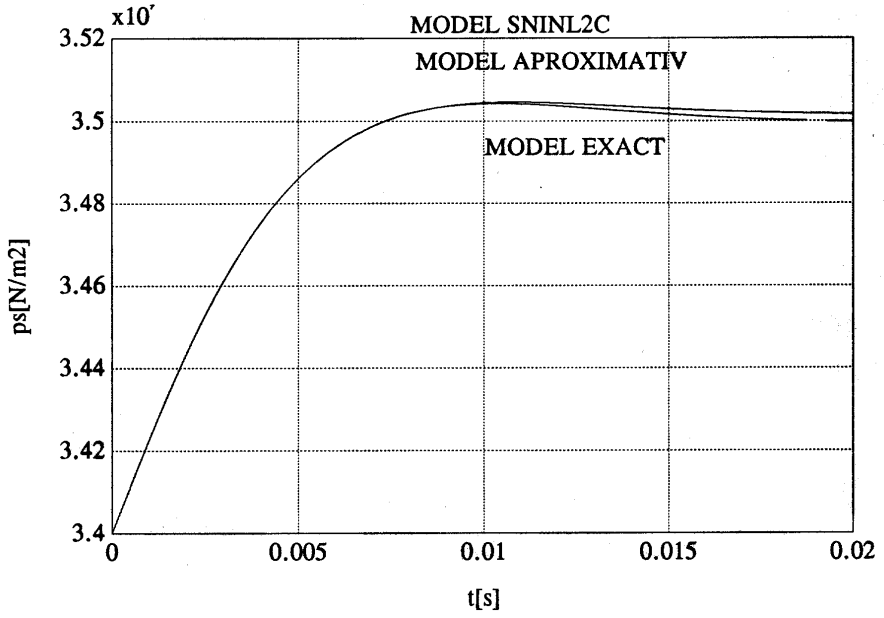


Fig. A.11.1-10. Răspunsul unei supape compensate la un semnal treaptă de mică amplitudine.

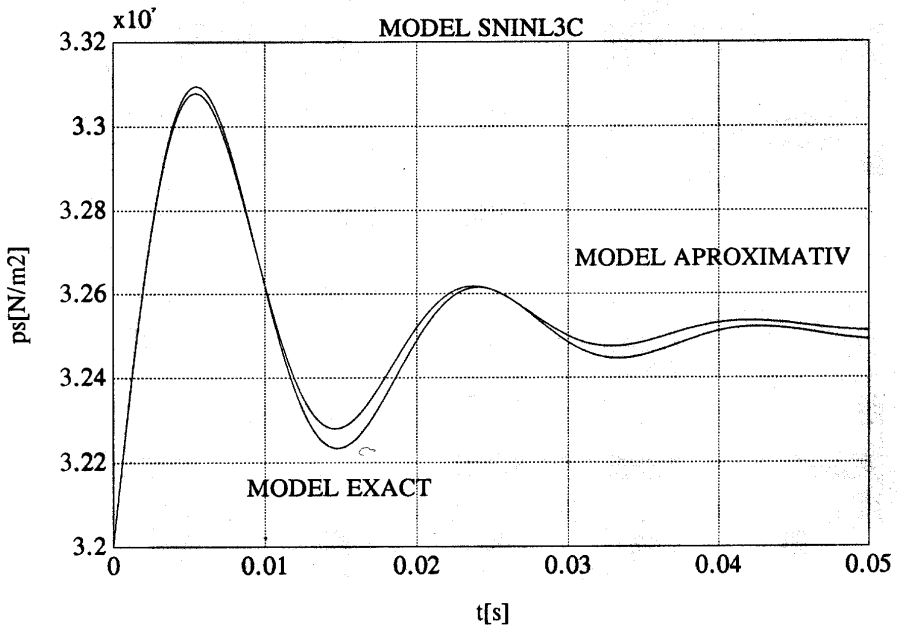


Fig. A.11.1-11. Răspunsul unei supape supracompensate la un semnal treaptă de mică amplitudine.

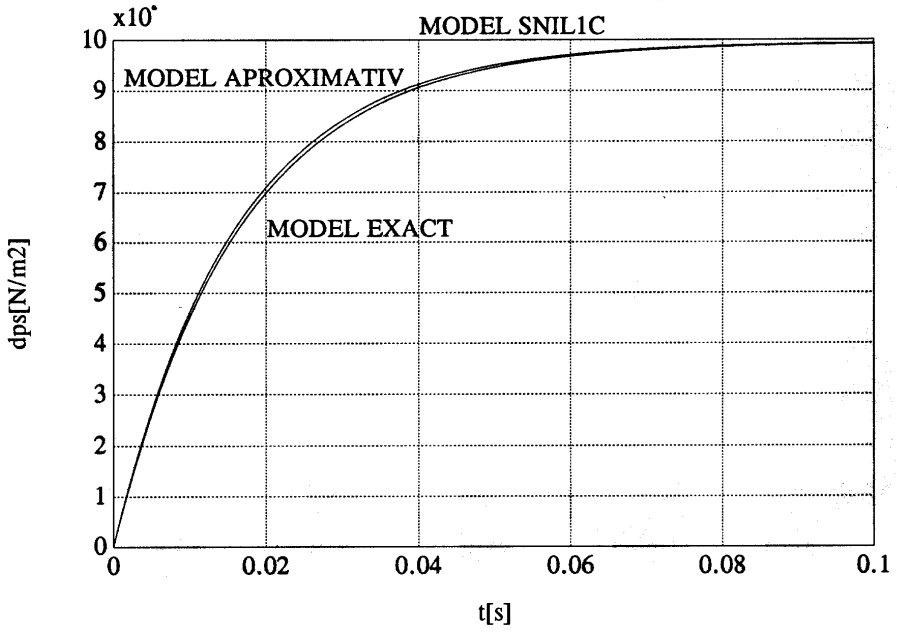


Fig. A.11.1-12. Validarea funcției de transfer aproximative a supapei necompensate.

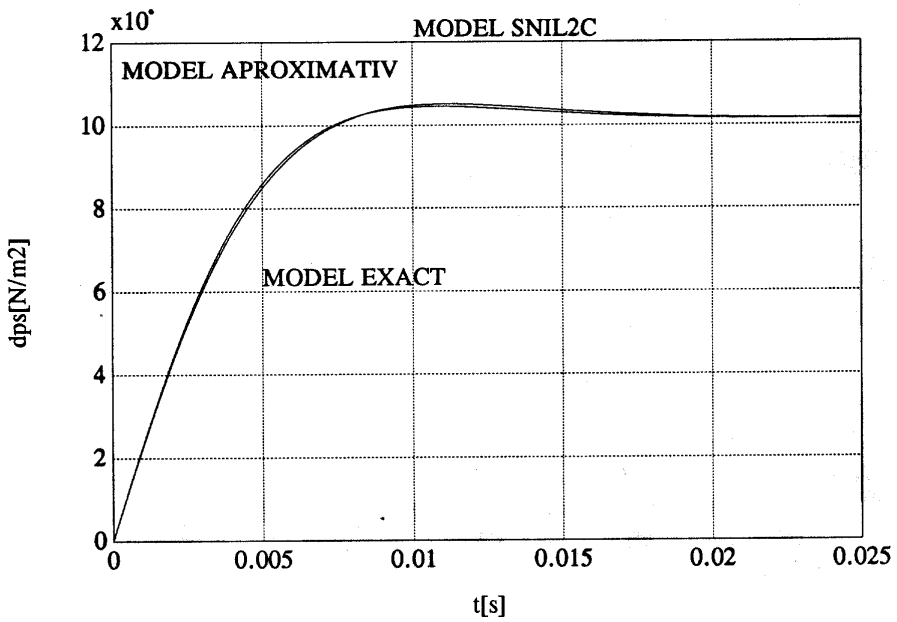


Fig. A.11.1-13. Validarea funcției de transfer aproximative a supapei compensate.

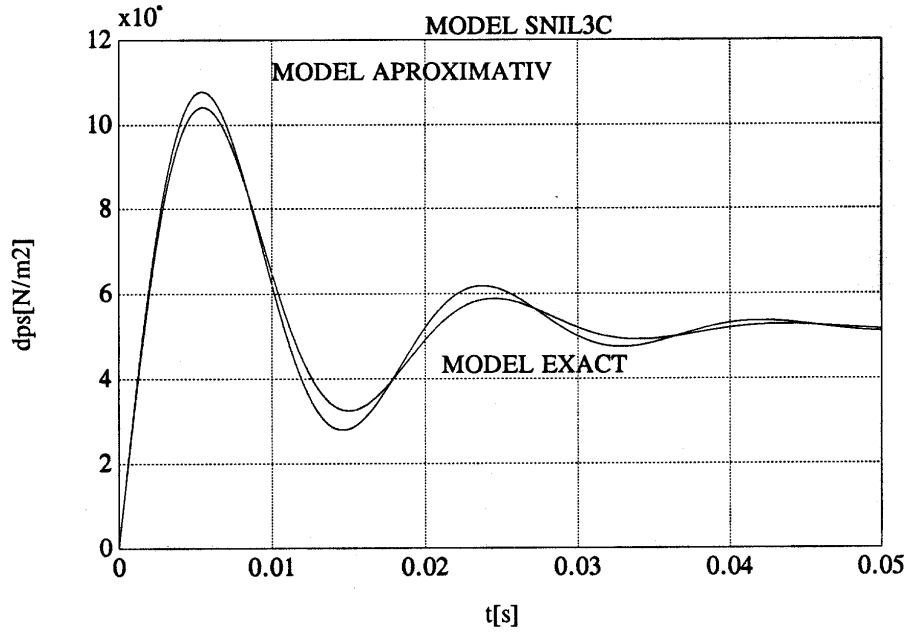


Fig. A.11.1-14. Validarea funcției de transfer aproximative
a supapei supracompensate.

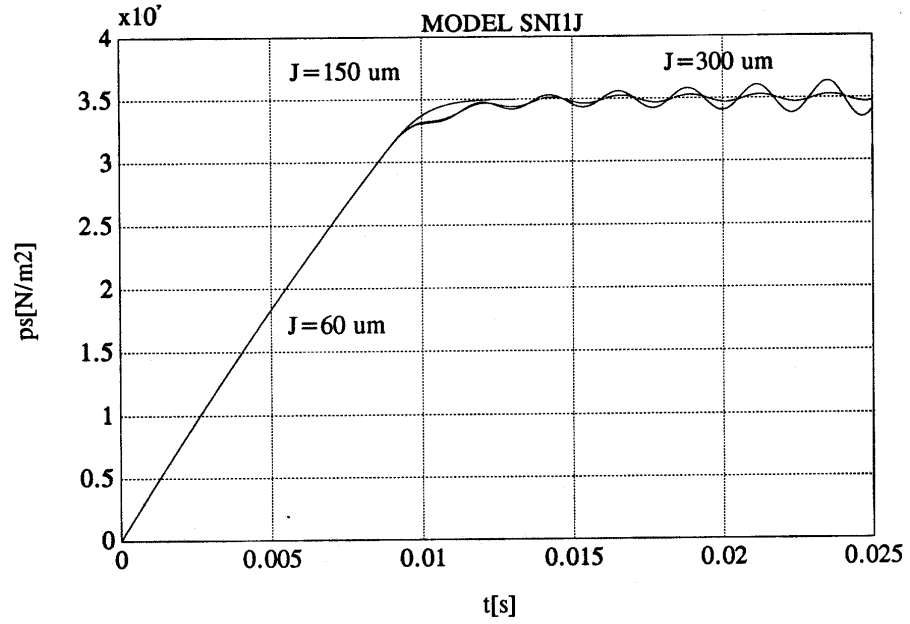


Fig. A.11.1-15. Influența jocului amortizorului asupra
dinamicii supapei necompensate.

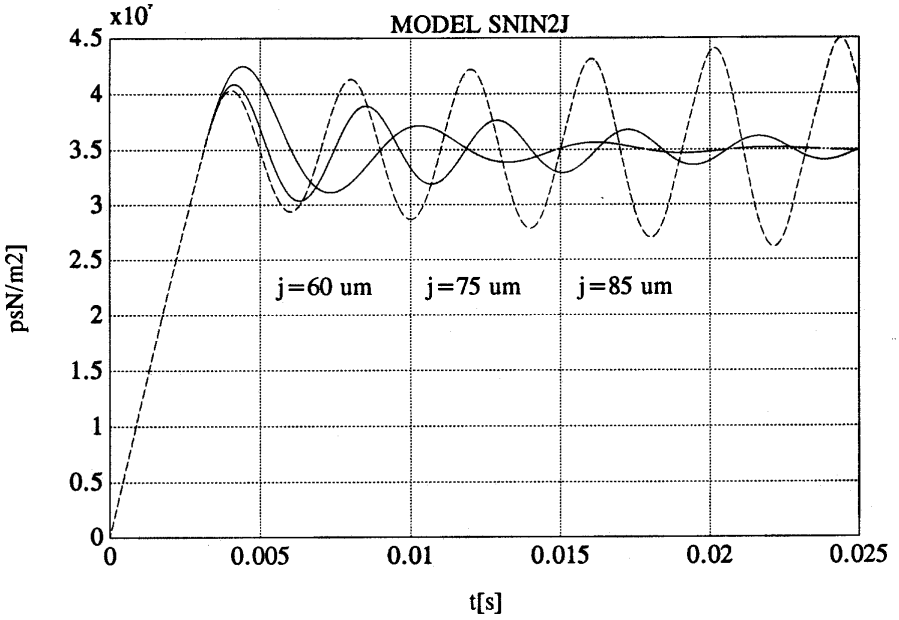


Fig. A.11.1-16. Influența jocului amortizorului asupra dinamicii supapei compensate.

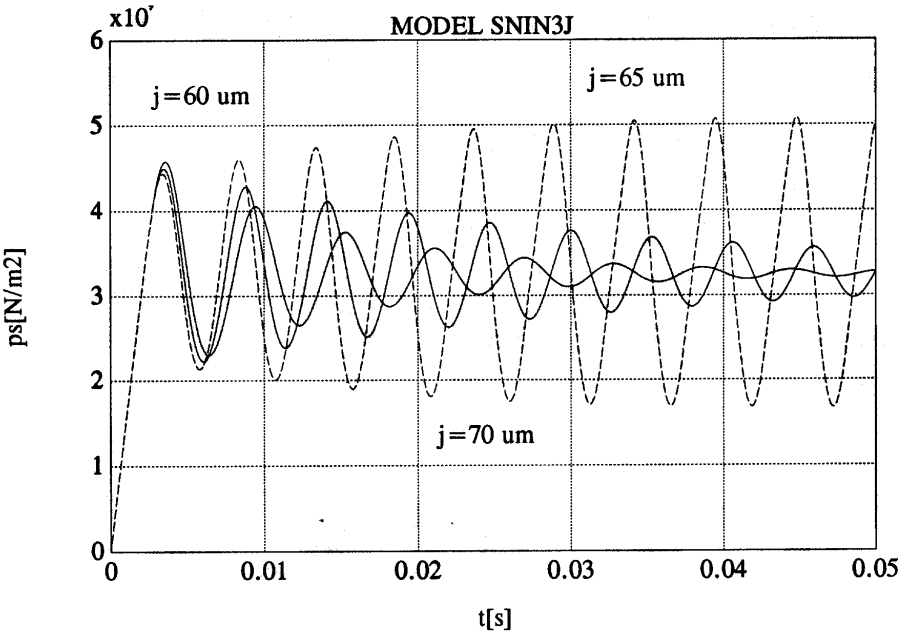


Fig. A.11.1-17. Influența jocului amortizorului asupra dinamicii supapei supracompensate.

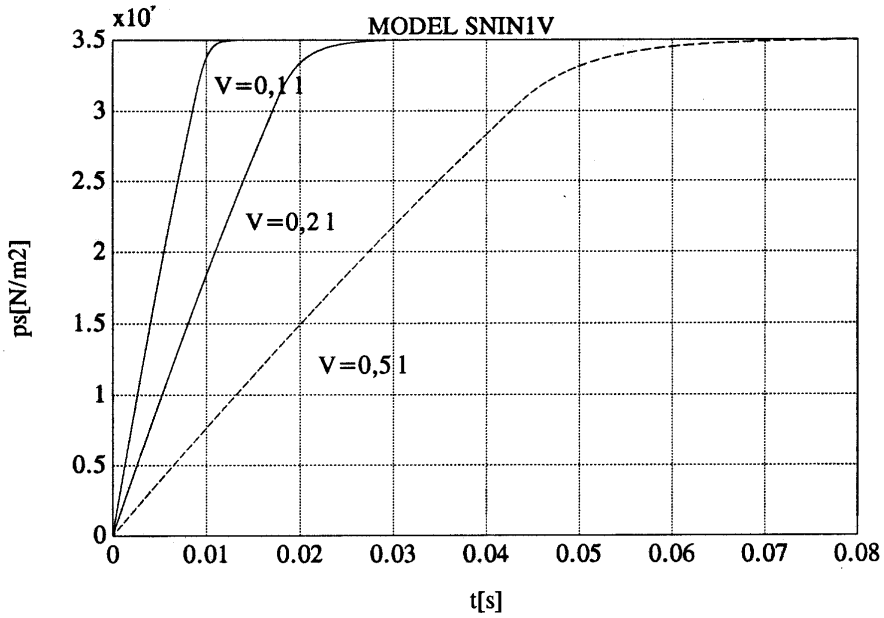


Fig. A.11.1-18. Influența volumului de lichid asupra dinamicii supapei necompensate.

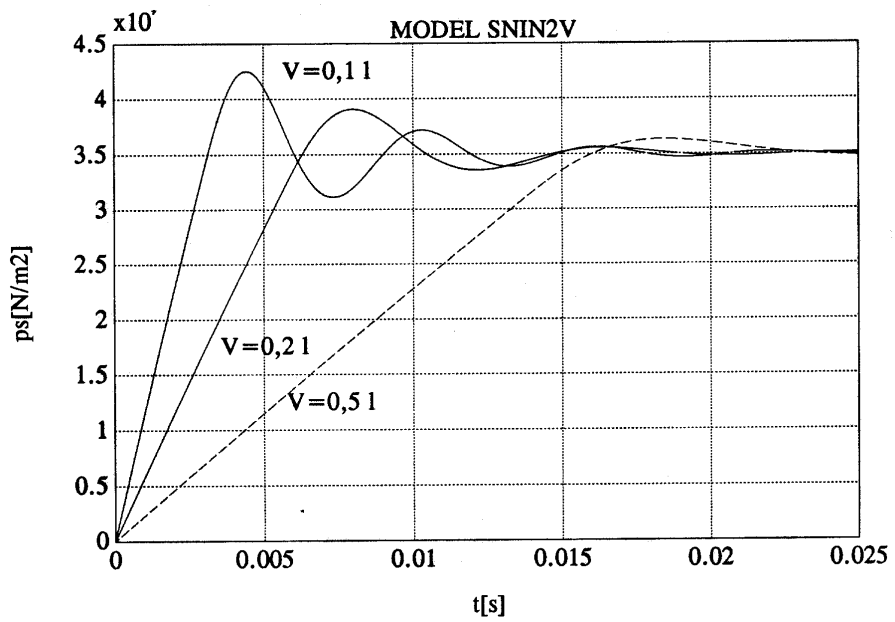


Fig. A.11.1-19. Influența volumului de lichid asupra dinamicii supapei compensate.

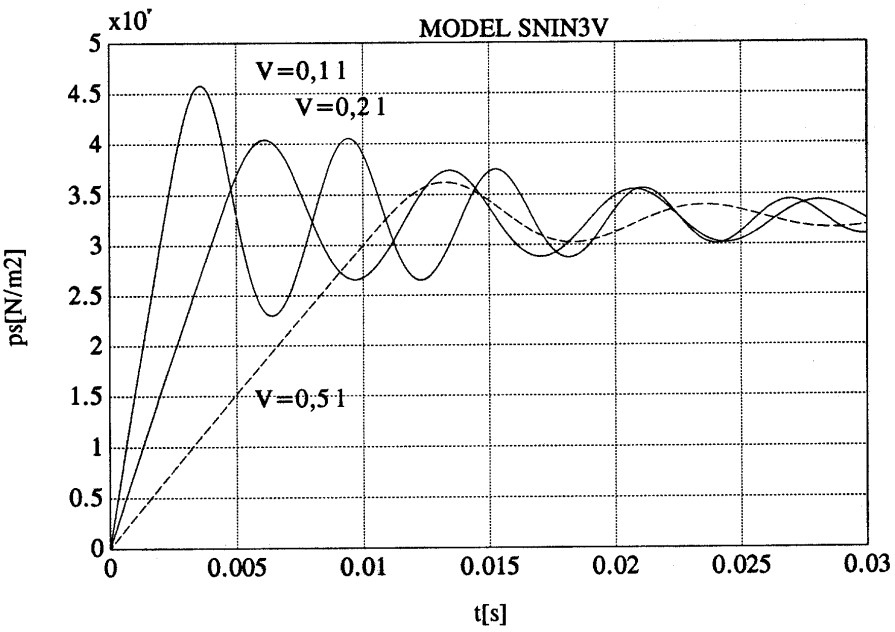


Fig. A.11.1-20. Influența volumului de lichid asupra dinamicii supapei supracompensate.

12

ELEMENTE DE REGLARE A DEBITULUI

12.1. DISTRIBUITOARE HIDRAULICE

12.1.1. Definire şi clasificare

Distribuitoarele sunt elemente hidraulice ce pot îndeplini următoarele funcţii:

a) realizează diferite conexiuni hidraulice între racorduri (funcţia de distribuţie);

b) reglează debitul pe circuitele realizate între racorduri (funcţia de reglare).

Elementele care îndeplinesc numai prima funcţie se numesc "distribuitoare direcţionale" şi trebuie să introducă pierderi de presiune minime între racorduri pentru a nu afecta randamentul transmisiilor din care fac parte.

Elementele care realizează şi funcţia de reglare se numesc "distribuitoare de reglare", iar din punctul de vedere al teoriei sistemelor sunt amplificatoare mecanohidraulice (raportul dintre puterea hidraulică comandată şi puterea mecanică necesară pentru comandă este mult mai mare ca 1).

Informaţiile cu privire la funcţiile îndeplinite, conexiunile realizate, tipul comenzilor etc. sunt cuprinse sintetic în simbolurile distribuitoarelor.

Un simbol tipic este format din două sau mai multe pătrăţele care reprezintă seturi de conexiuni posibile; în interiorul acestora se reprezintă prin săgeţi legăturile dintre racorduri; lateral sunt indicate tipurile comenzilor prin care se obţin funcţiile îndeplinite.

Primul criteriu de clasificare a distribuitoarelor este numărul de racorduri energetice. Acestea se mai numesc şi "căi" (de la cuvântul englezesc "way").

Al doilea criteriu se referă la numărul de poziţii distincte ale sertarului (obturatorului) faţă de corp, egal cu numărul de seturi de conexiuni realizate.

Cel mai simplu distribuitor are două racorduri şi două poziţii (fig. 12.1), fiind de fapt un drosel întrebuinţat pentru întreruperea circuitelor hidraulice sau ca element de reglare a debitului. Soluţia constructivă care permite minimizarea forţei de comandă are la bază droselul cu sertar cilindric.

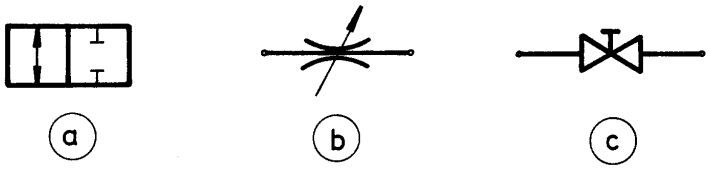


Fig. 12.1. Distribuitor 2/2:
a) simbol complet; b) drosel reglabil; c) simbol echivalent.

Distribuitoarele cu trei căi (fig. 12.2) sunt utilizate pentru comanda motoarelor hidraulice unidirecționale cu simplu efect, a căror revenire se face gravitațional sau sub acțiunea unei forțe elastice. De asemenea, ele pot comanda motoare hidraulice liniare cu dublu efect diferențiale, ale căror pistoane au arii utile inegale (fig. 12.3).

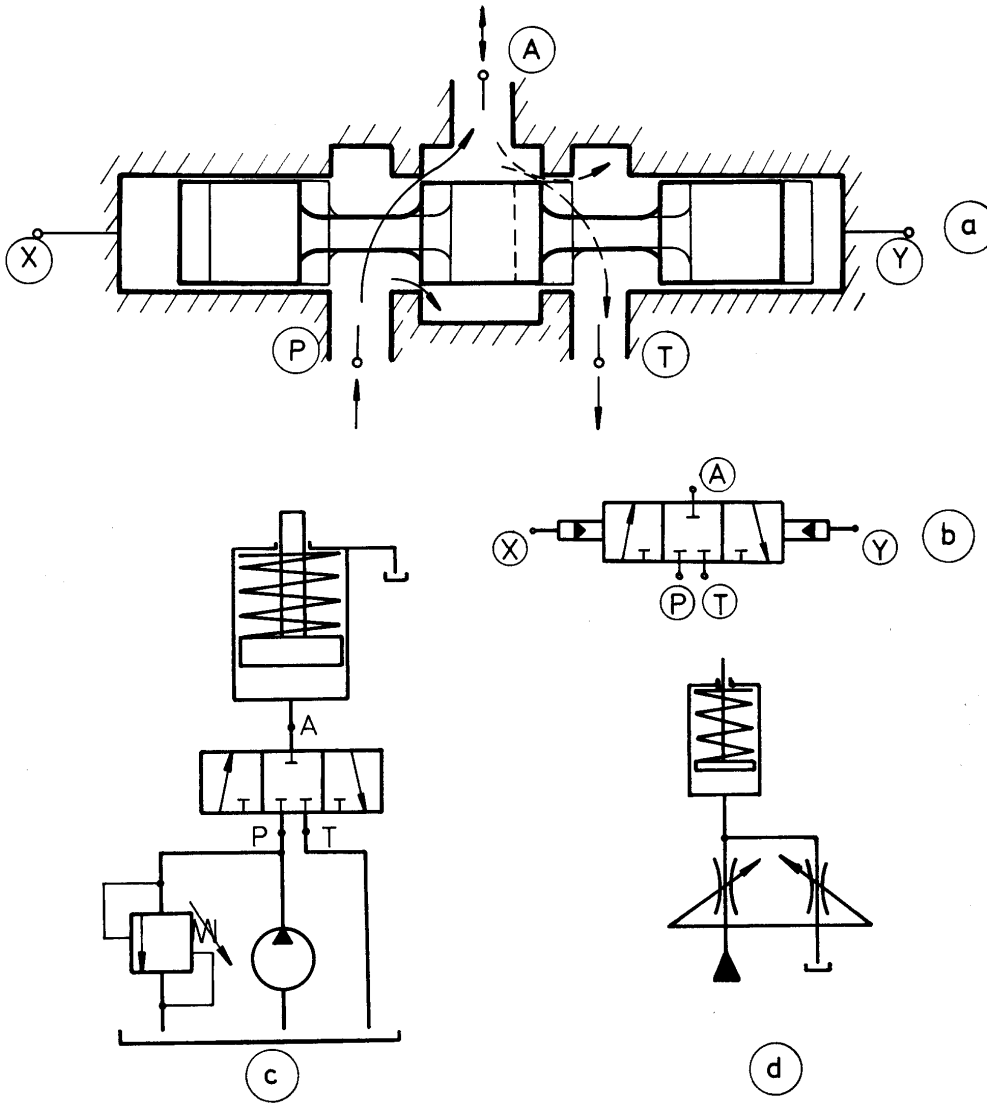


Fig. 12.2. Distribuitor 3/3 comandat hidraulic:
a) schema de principiu; b) simbolul standardizat; c) sistem de acționare hidraulică realizat cu distribuitor cu 3 căi şi motor hidraulic cu simplu efect;
d) schema hidraulică echivalentă a sistemului.

Cele mai răspândite distribuitoare au patru racorduri şi trei poziţii (4/3). Corpul lor conţine 5 canale toroidale şi poate realiza diferite conexiuni prin alegerea adecvată a poziţiei şi lăţimii umerilor sertarului, care determină "acoperirea" orificiilor (fig. 12.4). Acoperirea este pozitivă dacă pentru deschiderea orificiului sertarul trebuie să realizeze o anumită cursă (egală cu distanţa dintre muchiile de distribuţie).

Cea mai importantă schemă de conexiuni din categoria 4/3 este caracterizată prin faptul că în poziţia centrală (0) toate racordurile sunt închise. Poziţiile 1 şi 2 permit simultan alimentarea şi drenarea unui motor hidraulic în ambele sensuri. Acest tip de distribuitor se numeşte "inversor cu centru închis" (fig. 12.5). Un caz particular de importanţă practică deosebită este caracterizat prin acoperirea nulă a tuturor orificiilor, fiind specific sistemelor de reglare automată a poziţiei (servomecanismelor).

O altă schemă importantă de distribuţie 4/3 se numeşte "inversor cu centrul deschis" şi este specifică sistemelor de comandă hidraulică proporţională, deoarece în poziţia neutră permite revenirea motorului hidraulic sub acţiunea resoartelor de centrare şi, în acelaşi timp, funcţionarea pompei cu un consum mic de energie (fig. 12.6).

În cazul sistemelor de acţionare cu funcţionare intermitentă se poate face o economie de energie esenţială dacă se utilizează un distribuitor 4/3 cu centru parţial deschis (fig. 12.7).

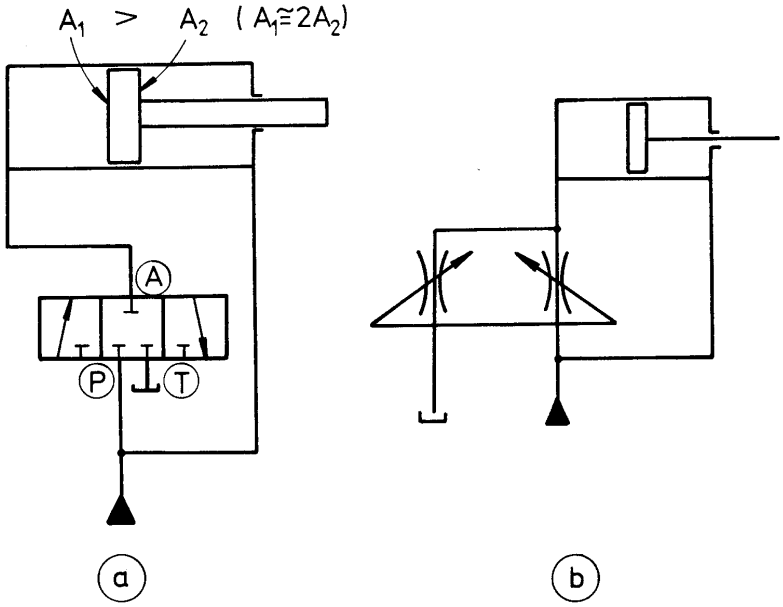


Fig. 12.3. Comanda unui motor liniar diferenţial printr-un distribuitor 3/3:
a) sistem de acţionare hidraulică cu distribuitor cu 3 căi şi motor cu dublu efect diferenţial;
b) schema hidraulică echivalentă.

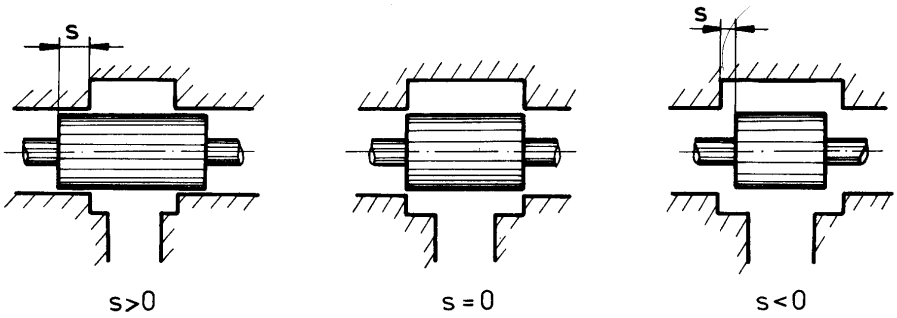


Fig. 12.4. Definirea acoperirii:
a) acoperire pozitivă; b) acoperire nulă (critică); c) acoperire negativă.

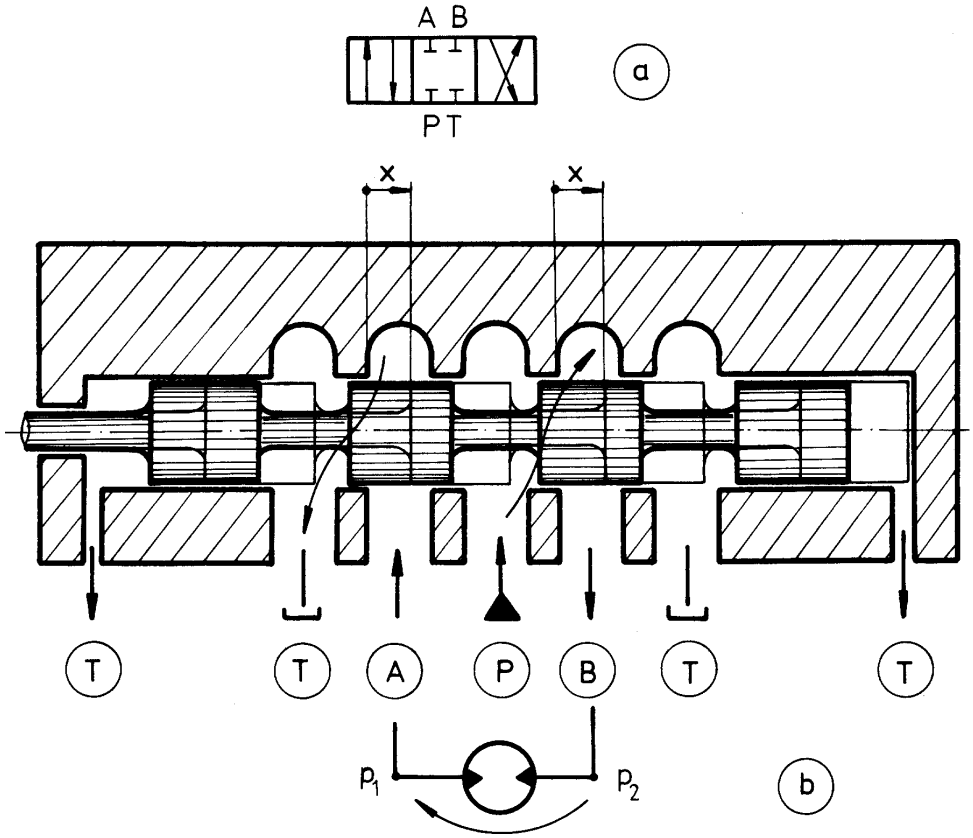


Fig. 12.5. Distribuitor 4/3 cu centrul închis.

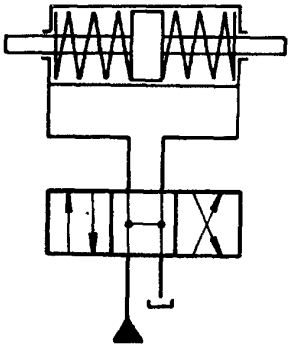


Fig. 12.6. Distribuitor 4/3 cu centrul deschis.

Fig. 12.7. Distribuitor 4/3 cu centrul parțial deschis.

12.1.2. Structura şi comanda distribuitoarelor direcționale

Un distribuitor hidraulic este format în esență din două piese între care are loc o mişcare relativă; aceasta asigură acoperirea sau descoperirea unor orificii amplasate între racordurile externe.

Elementul fix se numeşte carcasă sau corp, iar cel mobil – sertar sau ventil.

Sertarul poate fi cilindric sau plan şi poate efectua o mişcare de rotație sau de translație. Ventilele pot fi conice sau sferice şi de fapt aparțin unor supape de sens deblocabile pe cale mecanică, hidraulică, electromecanică sau electrohidraulică, comandate simultan. Cele mai răspândite distribuitoare sunt formate dintr-un sertar cilindric cu mişcare de translație şi un corp fix, prevăzut cu canale interioare toroidale. Între umerii sertarelor şi camerele toroidale se realizează simultan mai multe drosele variabile prin care se reglează debitul. Schema hidraulică echivalentă a unui distribuitor tipic este prezentată în figura 12.8.

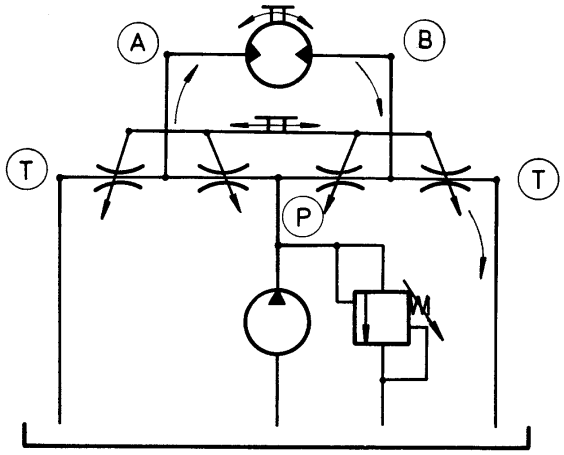


Fig. 12.8. Schema hidraulică echivalentă a unui distribuitor utilizat pentru comanda unui motor hidraulic bidirecțional.

Comanda unui distribuitor poate fi: manuală, mecanică, hidraulică, pneumatică, electromecanică, electrohidraulică, electropneumatică sau combinată.

Simbolul comenzii (fig. 12.9) se ataşează lateral simbolului distribuitorului; în general există o corespondenţă între simbolul comenzii şi conexiunile realizate de căsuţa alăturată acesteia.

Comenzile pot fi "reţinute" sau "nereţinute"; dacă legăturile generate de o comandă se menţin şi după dispariţia acesteia, comanda se numeşte "reţinută". O comandă "nereţinută" are efect numai cât timp este aplicată.

Revenirea obturatorului în poziţia neutră se face sub acţiunea unui resort montat într-o casetă sau cu ajutorul a două resoarte simetrice.

La debite mici este posibilă comanda directă (manuală, mecanică, electromagnetică etc.).

În figura 12.10 se prezintă un distribuitor tipic cu comandă manuală.

La debite mari se utilizează comanda indirectă, distribuitoarele având două sau trei etaje.

Se analizează în continuare cazul tipic al distribuitoarelor bietajate electrohidraulice (fig. 12.11). Acestea au structura din figura 12.12:

a) distribuitor hidraulic cu patru căi şi trei poziţii, inversor, cu centrul parţial deschis, cu comandă electromagnetică nereţinută; în poziţia neutră racordurile C, D şi Y sunt conectate împreună, permiţând egalizarea presiunilor din racordurile C şi D la nivelul presiunii din rezervor; acest distribuitor se numeşte "distribuitor pilot";

b) distribuitor hidraulic cu patru căi şi trei poziţii, inversor, cu centrul închis, cu acoperire pozitivă, cu comanda hidraulică nereţinută care se numeşte "distribuitor principal";

c) grup de drosele reglabile şi supape de sens destinat reglării timpului de răspuns al comenzii electrohidraulice, adică a timpului scurs între momentul aplicării comenzii electrice şi momentul încheierii deplasării sertarului distribuitorului principal; de asemenea, se reglează timpul de revenire în poziţia neutră a distribuitorului principal, ca urmare a anulării unei comenzi electrice aplicate distribuitorului pilot; un drosel reglabil introduce o suprapresiune controlabilă în camera pasivă realizată între sertarul distribuitorului principal, corpul acestuia şi capacul corespunzător.

12.1.3. Caracteristicile statice şi dinamice ale distribuitoarelor direcţionale

Principala caracteristică a unui distribuitor direcţional este variaţia căderii de presiune pe diferite căi în funcţie de debit (fig. 12.13). În afară de aceasta, sunt necesare numeroase alte informaţii referitoare la scurgerile interne, forţele de comandă, timpul de răspuns corespunzător fiecărui tip de comandă etc.

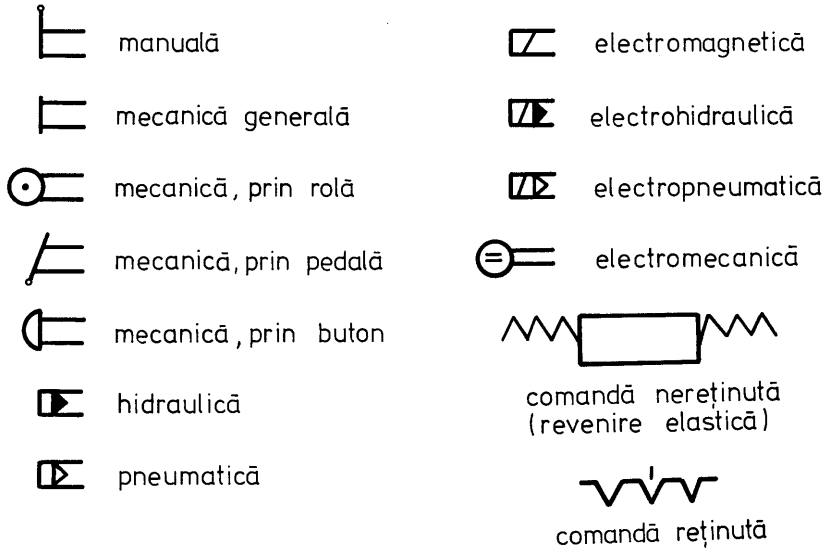


Fig. 12.9. Tipuri de comenzi pentru distribuitoare.

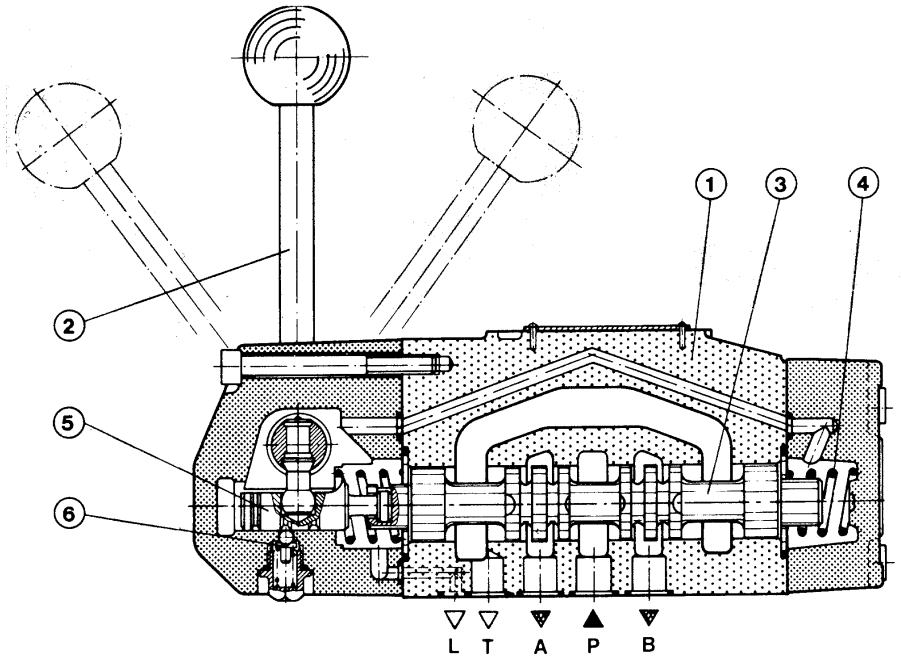


Fig. 12.10. Distribuitor hidraulic comandat manual (REXROTH):
1 - corp; 2 - manetă; 3 - sertar; 4 - resort; 5 - piston de indexare; 6 - resort de indexare.

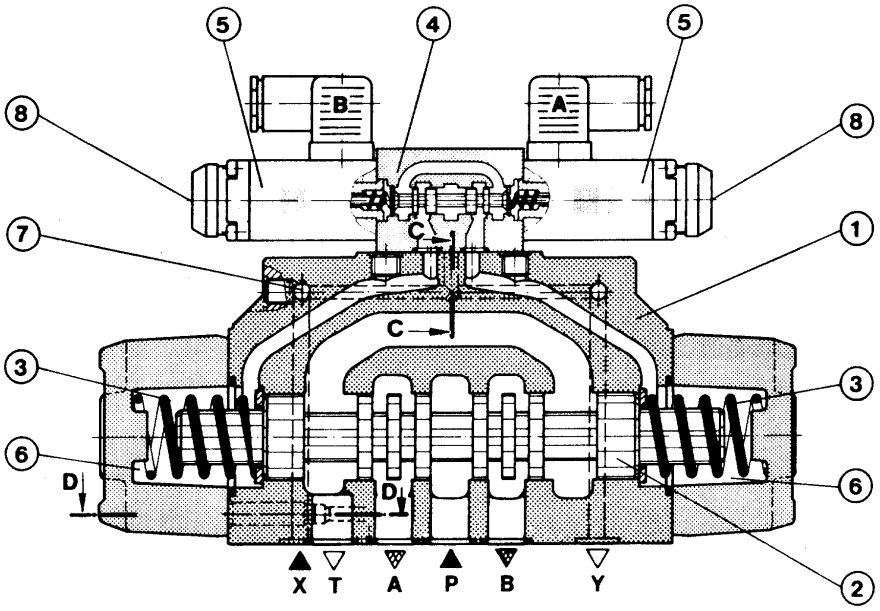


Fig. 12.11. Distribuitor electrohidraulic bietajat (REXROTH):
1 - corp; 2 - sertar; 3 - resort; 4 - corpul pilotului; 5 - electromagnet; 6 - cameră de comandă; 7 - canal de alimentare al pilotului; 8 - buton de deblocare manuală.

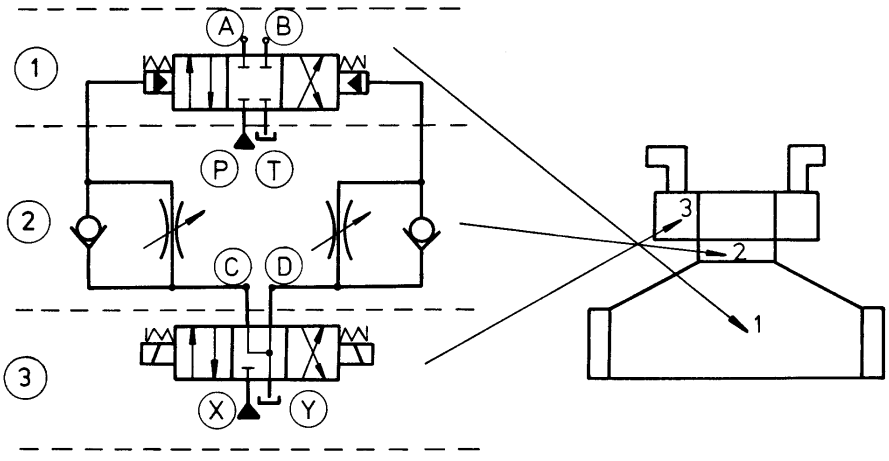


Fig. 12.12. Distribuitor electrohidraulic bietajat.

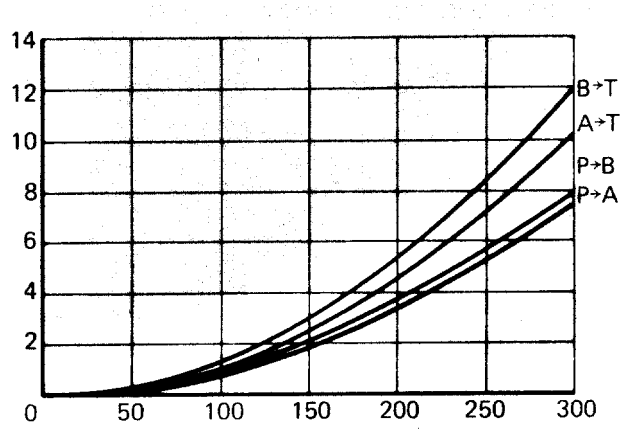


Fig. 12.13. Caracteristica pierderilor de presiune ale unui distribuitor direcțional.

Aplicația 12.1. Calculul forței de comandă a unui distribuitor cu sertar cilindric.

Cea mai importantă componentă a forței de comandă este de natură hidrodinamică. Pentru calculul acesteia se utilizează relația stabilită pentru droselele cu sertar cilindric circular:

$$F_h = 2\pi \cdot d \cdot x \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot \Delta p \tag{12.1.1}$$

Se aplică această relație celor două drosele care formează distribuitorul:

$$F_{h1} = 2\pi \cdot d \cdot x \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot (p_s - p_1) \tag{12.1.2}$$

$$F_{h2} = 2\pi \cdot d \cdot x \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot (p_1 - p_T) \tag{12.1.3}$$

Ambele forțe tind să centreze sertarul. Forța hidrodinamică totală este:

$$F_h = F_{h1} + F_{h2} = 2\pi \cdot d \cdot x \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot [p_s - (p_1 - p_2)] \tag{12.1.4}$$

Rezultă:

$$F_h(x, P) = 2\pi \cdot d \cdot x \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot (p_s - P) \tag{12.1.5}$$

Această forță este similară cu o forță elastică în raport cu deschiderea x:

$$F_h = K_h \cdot x \tag{12.1.6}$$

unde

$$K_h = 2\pi \cdot d \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot (p_s - P) \tag{12.1.7}$$

La diametre mari şi căderi mari de presiune pe distribuitor, forța F_h atinge valori ce nu pot fi realizate prin comandă manuală.

12.2. DISTRIBUITOARE HIDRAULICE DE REGLARE ALIMENTATE LA PRESIUNE CONSTANTĂ

Din punctul de vedere al teoriei sistemelor automate, distribuitoarele hidraulice sunt amplificatoare, deci au un rol esențial în asigurarea preciziei şi stabilității sistemelor automate hidraulice. Analiza caracteristicilor energetice şi de pierderi ale acestor elemente constituie o etapă fundamentală în elaborarea unor modele matematice realiste pentru servomecanismele hidraulice prezentate în această lucrare.

12.2.1. Scheme constructive şi structurale

a) Scheme constructive

Distribuitoarele de reglare sunt formate din rezistențe hidraulice reglabile comandate simultan. Ariile variabile se realizează între două piese aflate în mişcare relativă, piesa mobilă numindu-se "sertar". În practică se utilizează sertare cilindrice şi plane şi ventile conice. Distribuitoarele cu sertar cilindric întrebuințează bucşe cu orificii radiale sau cu degajări (camere) toroidale pe supafața interioară.

Tehnica de realizare a orificiilor precise în bucşă este relativ recentă; ca urmare, soluția clasică, care utilizează degajări toroidale interioare (fig. 12.14,a), este încă larg folosită la execuția distribuitoarelor de reglare şi direcționale destinate debitelor mari. Pentru a micşora factorul de amplificare al distribuitorului cu degajări toroidale fără a micşora diametrul sertarului sub limita tehnologică accesibilă, acesta poate fi prevăzut cu umeri conici, teşituri sau crestături longitudinale de secțiune triunghiulară (fig. 12.14, b şi c).

Sertarele cu fante dreptunghiulare pe umeri sunt utilizate pentru distribuția debitelor mici, prin deplasări relativ mici față de poziția neutră, diametrul rămânând deasupra limitei tehnologice; ele asigură liniaritatea caracteristicii statice, fiind larg utilizate în distribuitoarele proporționale.

Toate schemele constructive descrise generează probleme de execuție şi control, iar calitatea profilului muchiilor de distribuție ale camerelor toroidale este mediocră. În plus, teşiturile şi crestăturile sertarelor (fig. 12.14,c, d şi e) nu permit practicarea crestăturilor de echilibrare care reprezintă, totuşi, un mijloc simplu de evitare a gripării hidraulice.

Noile procedee de execuție prin electroeroziune a orificiilor în plăci metalice au permis apariția sertarelor cu muchii riguros drepte, conjugate cu orificii precis profilate, având muchii de laminare foarte ascuțite; aceste distribuitoare sunt mai bine adaptate condițiilor de utilizare în cadrul servomecanismelor decât distribuitoarele cu umeri profilați şi camere toroidale.

Schema unei rezistențe hidraulice (drosel) cu orificii în bucşă şi sertar cu muchii drepte este indicată în figura 12.15,a.

Profilul orificiilor practicate simetric în cămaşă poate fi adaptat cerințelor de stabilitate şi precizie ale oricărui sistem (fig. 12.15,b, c şi d).

b) Scheme structurale

Distribuitoarele cu sertar sunt frecvent întrebuinţate pentru reglarea debitului motoarelor hidraulice deoarece în absenţa unui semnal de comandă prezintă scurgeri minime, calitate importantă din punct de vedere energetic. În plus, este posibilă reducerea forţei necesare pentru comandă prin procedee constructive relativ simple.

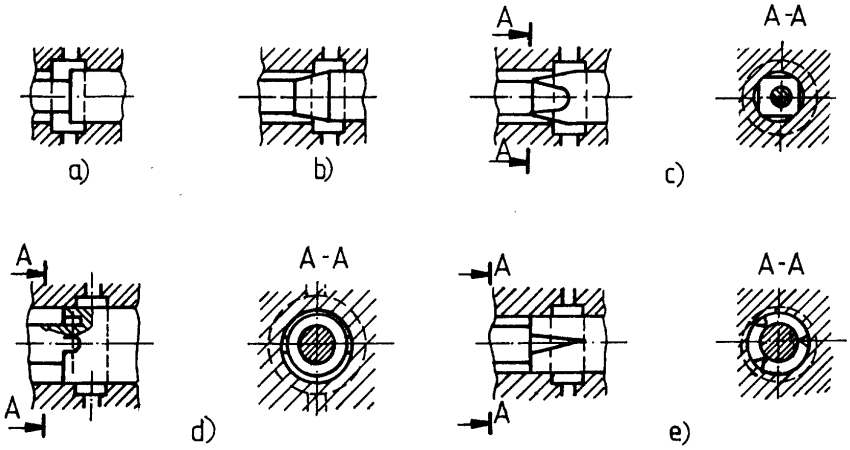


Fig. 12.14. Variante de drosele cu sertar cilindric.

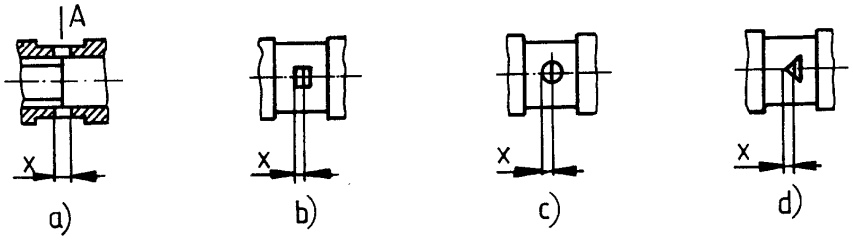


Fig. 12.15. Tipuri de orificii realizate prin electroeroziune.

Criteriile de clasificare a distribuitoarelor cu sertar alimentate la presiune constantă sunt numeroase.

Din punctul de vedere al caracteristicii de reglare, criteriul cel mai important este numărul muchiilor de laminare (active). Există astfel distribuitoare cu una, două sau mai multe muchii active. În cazul utilizării unei singure muchii de laminare (fig. 12.16) distribuitorul trebuie să conţină şi un drosel fix. Rezultă o caracteristică statică similară celei oferite de distribuitoarele cu ajutaj şi paletă. Acest distribuitor este puţin utilizat în sistemele de comandă moderne datorită asimetriei caracteristicii şi mai ales scurgerilor exagerate.

Un distribuitor cu două muchii de laminare (fig. 12.17) poate comanda un motor hidraulic cu piston diferenţial. Deşi scurgerile acestui distribuitor sunt mici în raport cu cel analizat anterior, el nu este utilizat în sisteme de comandă de mare putere deoarece forţa hidrodinamică pe sertar nu este aceeaşi în cele două sensuri.

Dezavantajele acestor sisteme sunt eliminate prin utilizarea distribuitoarelor cu patru muchii de laminare. Ele asigură următoarele avantaje:

caracteristică statică simetrică; forţe de comandă simetrice; scurgeri neglijabile; randament ridicat; în cazul comandării unui motor asimetric este posibilă obţinerea aceleaşi viteze pentru ambele sensuri de mişcare prin utilizarea unor orificii de lăţime diferită; variaţiile temperaturii şi presiunii de alimentare produc o derivă neglijabilă a nulului; forţele de comandă pot fi reduse prin mijloace simple.

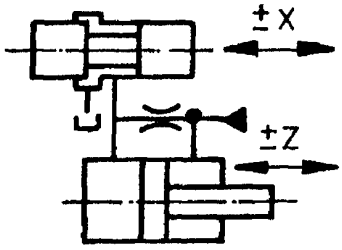


Fig. 12.16. Distribuitor cu o singură muchie de laminare.

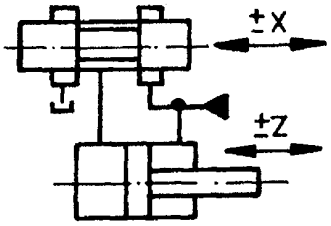


Fig. 12.17. Distribuitor cu două muchii de laminare.

În practică se utilizează atât sertarele cilindrice, cât şi cele plane. Primele sunt mai adecvate comenzilor hidraulice aplicate pe suprafeţele de capăt. Pilotarea sertarelor plane necesită motoare hidraulice miniaturale, astfel că ele sunt comandate îndeosebi manual, mecanic sau electric.

Sertarele cilindrice nu au aceeaşi fiabilitate ca cele plane deoarece sunt expuse pericolului gripării prin impurităţile solide care pătrund în jocul radial.

În cazul sertarelor plane, jocul poate fi anulat prin diferite soluţii constructive; de asemenea este posibilă îndepărtarea automată a suprafeţelor conjugate în cazul pătrunderii unei particule solide în spaţiul dintre ele.

Schemele structurale ale distribuitoarelor de reglare cu patru orificii sunt prezentate în figura 12.18. Ele diferă prin: a) numărul de umeri; b) numărul de racorduri de admisie şi evacuare; c) sensul de deplasare al pistonului motorului hidraulic comandat pentru un sens dat de deplasare a sertarului din poziţia neutră; d) forma suprafeţelor conjugate (cilindrice sau plane).

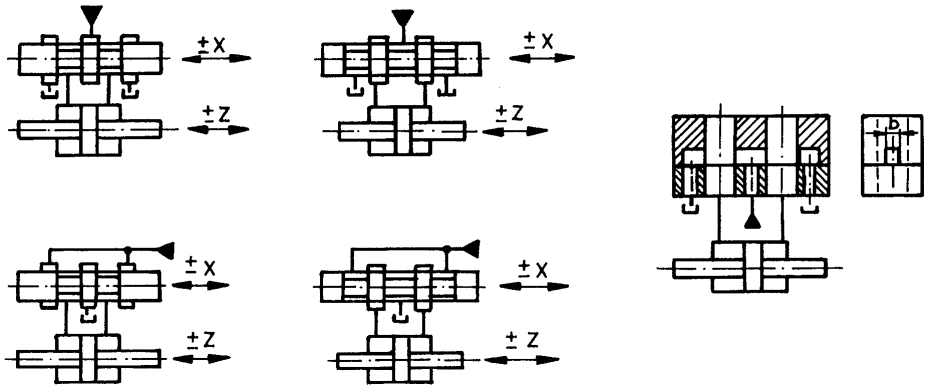


Fig. 12.18. Schemele structurale ale distribuitoarelor de reglare cu patru orificii.

12.2.2. Caracteristicile hidraulice ale droselelor cu sertar cilindric şi ferestre dreptunghiulare

Droselele cu sertar cilindric pot fi caracterizate prin doi coeficienţi de debit: unul corespunzător orificiului deschis (descoperit), notat cu c_d şi altul corespunzător orificiului închis (acoperit), notat cu c'_d. Primul se defineşte prin relaţia

$$c_d = \frac{Q}{b \cdot \sqrt{x^2 + j^2} \cdot \sqrt{2\Delta p / \rho}} \tag{12.1}$$

în care b este lăţimea cumulată a ferestrelor dreptunghiulare ale droselului; j – jocul radial mediu; x – deplasarea sertarului faţă de poziţia neutră geometrică.

În figura 12.19 se prezintă variaţia debitului unui drosel tipic în funcţie de distanţa axială x, dintre muchiile de laminare ale sertarului şi bucşei, pentru diferite valori ale căderii de presiune, menţinută constantă. Curbele trasate cu linie continuă sunt obţinute experimental pe un drosel cu o singură fereastră dreptunghiulară în bucşă. Curbele trasate cu linie întreruptă corespund unui drosel ideal analog, definit prin următoarele ipoteze: a) joc nul; b) pierderi de sarcină nule în racorduri; c) coeficient de debit constant în raport cu numărul Re şi deplasarea sertarului faţă de poziţia neutră; d) muchii de laminare perfect ascuţite; e) variaţie liniară a ariei orificiului în funcţie de poziţia sertarului.

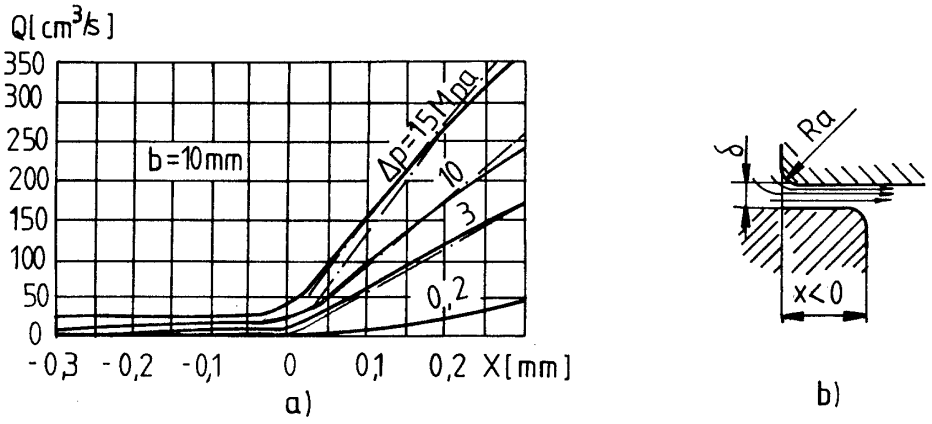


Fig. 12.19. Caracteristica unui drosel tipic şi definirea cursei negative.

Curbele corespunzătoare droselului ideal sunt drepte care trec prin originea sistemului de coordonate. Curbele corespunzătoare droselului real sunt neliniare atât la deschideri mici, datorită influenţei jocului radial, cât şi la deschideri mari, datorită pierderilor de sarcină importante în racorduri.

Coeficientul de debit al orificiului deschis, c_d, depinde de numărul Re şi de condiţiile de acces al lichidului la orificiu, fiind necesară definirea sa specifică pentru cazul intrării lichidului în spaţiul dintre umerii sertarului (c_{di}) şi ieşirii din

acesta (c_{de}). În figura 12.20 este reprezentată variația celor doi coeficienți în funcție de numărul Re pentru droselul definit în figura 12.19. Se constată că diferența dintre cele două curbe este minoră; în calcule practice preliminare se poate adopta pentru coeficientul de debit o valoare medie, cuprinsă între 0,61 şi 0,75 care trebuie verificată experimental.

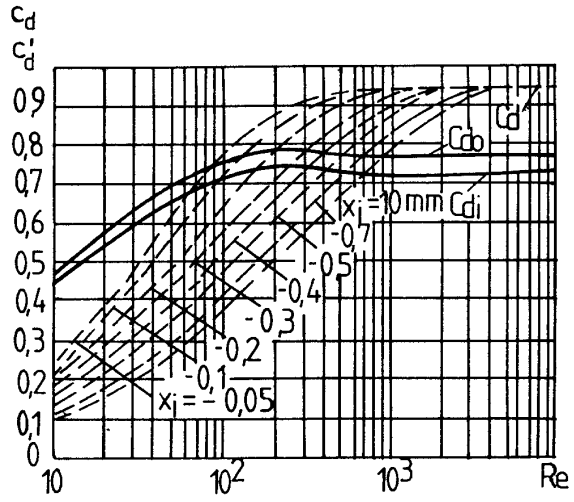


Fig. 12.20. Variația coeficienților c_{di} şi c_{de} în funcție de numărul Re.

Coeficientul de debit al orificiului acoperit, c'_d se defineşte uzual prin relația

$$c'_d = \frac{Q}{b \cdot j} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{12.2}$$

şi depinde esențial de poziția sertarului. În figura 12.20 se prezintă variația acestui coeficient în funcție de numărul Re pentru o valoare normală a razei muchiei de laminare, R_m. Valoarea maximă a coeficientului de debit $c'_{d\,max}$ corespunzătoare mişcării turbulente este independentă de poziția sertarului, dar depinde de raza muchiei de laminare. Aceasta este uzual cuprinsă între 1 şi 50 μm, realizarea valorilor inferioare fiind posibilă numai cu tehnologii speciale de finisare a bucşei şi sertarului. Pentru $R_m \cong 5$ μm, $c'_{d\,max} \cong 0{,}8$, iar la $R_m \cong 50$ μm, $c'_{d\,max} \cong 0{,}9$.

12.2.3. Analiza generală a distribuitoarelor hidraulice cu sertar cilindric

Scopul analizei este definirea caracteristicilor de regim staționar ale distribuitoarelor hidraulice cu sertar cilindric şi a coeficienților utilizați în caracterizarea sintetică a acestora.

a) Caracteristici de regim staționar

Se consideră distribuitorul din figura 12.21. Cele patru rezistențe hidraulice reglabile realizate între sertar şi orificiile bucşei pot fi considerate similare celor patru brațe ale unei punți Wheatstone (fig. 12.22). Săgețile din apropierea orificiilor indică direcțiile de curgere posibile iar numărul atribuit unui orificiu constituie indicele ariei şi debitului acelui orificiu.

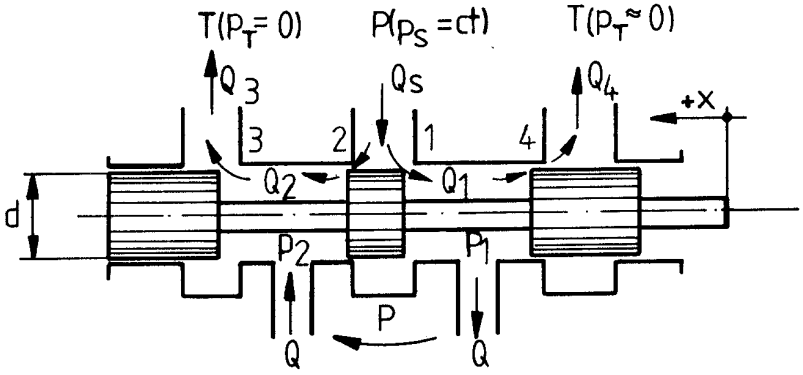


Fig. 12.21. Schema unui distribuitor cu sertar cilindric.

Se consideră o deplasare a sertarului din poziția neutră (x = 0) definită prin amplasarea simetrică a sertarului în bucşă.

În regim staționar debitele de compresibilitate sunt nule, astfel că ecuațiile de continuitate corespunzătoare celor două camere ale distribuitorului sunt:

$$Q = Q_1 - Q_4 \tag{12.3}$$

$$Q = Q_3 - Q_2 \tag{12.3'}$$

unde Q este debitul care parcurge motorul hidraulic.

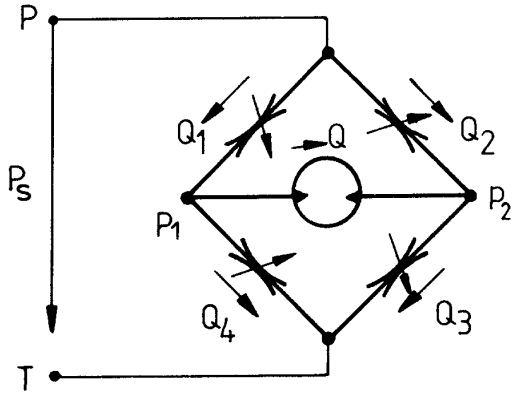


Fig. 12.22. Schema de principiu a rezistențelor hidraulice realizate între sertar şi orificiile bucşei.

Analiza dinamică impune considerarea compresibilității lichidului, dar aceasta nu se poate realiza fără a ține seama de volumele racordurilor motorului, care pot fi apreciabile.

Se notează cu

$$P = p_1 - p_2 \tag{12.4}$$

căderea de presiune pe motorul hidraulic comandat de distribuitor. Cele patru debite care parcurg orificiile distribuitorului se calculează cu relațiile:

$$Q_1 = c_{d1} A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_1)} \tag{12.5}$$

$$Q_2 = c_{d2} A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_2)} \tag{12.6}$$

$$Q_3 = c_{d3} A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_T)} \tag{12.7}$$

$$Q_4 = c_{d4} A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_T)} \tag{12.8}$$

Coeficienții de debit ai celor patru orificii pot fi considerați egali doar într-o primă aproximație: $c_{d1} = c_{d2} = c_{d3} = c_{d4} = c_d$.

Presiunea în racordul de retur, p_T, poate fi neglijată deoarece uzual este mult mai mică decât celelalte presiuni implicate în calcul. Dacă p_T este comparabilă cu acestea, P poate fi interpretată ca diferența dintre presiunea sursei şi presiunea racordului de retur.

Ariile orificiilor depind de geometria distribuitorului, fiind necesare patru ecuații pentru a defini variația acestora în funcție de poziția sertarului: $A_1 = A_1(x)$; $A_2 = A_2(x)$; $A_3 = A_3(x)$; $A_4 = A_4(x)$. Astfel, sunt necesare 11 ecuații pentru a defini dependența dintre debitul furnizat motorului hidraulic, poziția sertarului şi căderea de presiune pe motor,

$$Q = Q(x, P) \tag{12.9}$$

Ultima ecuație constituie "caracteristica de regim staționar a distribuitorului" deoarece include toate regimurile de funcționare posibile ale acestuia. În cazul general, determinarea analitică a caracteristicii este dificilă deoarece o parte din ecuațiile algebrice implicate sunt neliniare. Totuşi, distribuitoarele nu sunt niciodată atât de complexe încât legile de variație ale ariilor orificiilor să fie diferite. În majoritatea cazurilor orificiile distribuitoarelor sunt "împerecheate" şi "simetrice". Condițiile de împerechere sunt

$$\begin{aligned} A_1(x) &= A_3(x) \\ A_2(x) &= A_4(x) \end{aligned} \tag{12.10}$$

iar simetria orificiilor este realizată dacă

$$\begin{aligned} A_1(x) &= A_2(x) \\ A_3(x) &= A_4(x) \end{aligned} \tag{12.11}$$

Dacă distribuitorul îndeplineşte aceste condiţii, în poziţia neutră a sertarului ariile tuturor orificiilor sunt egale:

$$A_1(0) = A_2(0) \equiv A_0 \tag{12.12}$$

Datorită acestor restricţii asupra ariilor orificiilor, este necesară definirea unei singure arii de orificiu, celelalte variind în acelaşi mod.

În cazul cel mai simplu, care este şi cel mai răspândit, ariile orificiilor variază liniar în funcţie de poziţia sertarului, distribuitorul fiind definit printr-un singur parametru: lăţimea cumulată a ferestrelor practicate în bucşă, b. Acest parametru este numeric egal cu gradientul de arie al orificiului, exprimat în m^2/m, singurul parametru important al distribuitorului.

Simetria şi împerecherea orificiilor distribuitorului necesită un efort tehnologic deosebit, în absenţa căruia coeficientul de debit poate avea valori particulare în regiunea nulului.

Stabilitatea unor servomecanisme (specifice aeronavelor) poate fi asigurată prin reducerea gradientului de arie al orificiilor distribuitorului în jurul nulului. Soluţia uzuală constă în folosirea ferestrelor de formă trapezoidală. În acest caz, variaţia ariei în raport cu deschiderea este uşor de calculat şi utilizat în cadrul analizei neliniare cu ajutorul calculatorului numeric sau analogic.

Dacă orificiile sunt împerecheate şi simetrice, debitele din braţele opuse ale punţii din figura 12.22 sunt egale:

$$Q_1 = Q_3; \quad Q_2 = Q_4 \tag{12.13}$$

Înlocuind relaţiile (12.5) ... (12.8) în relaţiile (12.13) rezultă două concluzii identice:

$$p_s = p_1 + p_2 \tag{12.14}$$

Ecuaţiile (12.4) şi (12.14) pot fi rezolvate pentru a calcula expresiile presiunilor în racordurile distribuitorului în funcţie de presiunea sursei şi de căderea de presiune pe motor:

$$p_1 = \frac{p_s + P}{2} \tag{12.15}$$

$$p_2 = \frac{p_s - P}{2} \tag{12.16}$$

Se constată că pentru un distribuitor împerecheat şi simetric fără sarcină (P = 0) presiunile în racordurile motorului sunt egale cu jumătate din presiunea sursei. Dacă se aplică o sarcină motorului hidraulic, presiunea unui racord creşte, iar a celuilalt scade cu aceeaşi cantitate. Astfel, căderile de presiune pe orificiile 1 şi 3 sunt egale iar ariile fiind egale, rezultă egalitatea debitelor din relaţia (12.13).

În studiul distribuitoarelor sunt necesare şi relaţii de calcul pentru debitul sursei şi debitul consumat de motorul hidraulic. Debitul sursei poate fi calculat cu una din relaţiile:

$$Q_S = Q_1 + Q_2 \tag{12.17}$$

$$Q_S = Q_3 + Q_4 \tag{12.18}$$

Ţinând seama de expresiile debitelor şi de expresiile presiunilor în racorduri rezultă:

$$Q_S = c_d A_1 \sqrt{\frac{p_s - P}{\rho}} + c_d A_2 \sqrt{\frac{p_s + P}{\rho}} \tag{12.19}$$

În mod similar se calculează debitul consumat de motorul hidraulic:

$$Q = c_d A_1 \sqrt{\frac{p_s - P}{\rho}} - c_d A_2 \sqrt{\frac{p_s + P}{\rho}} \tag{12.20}$$

Aceste relaţii pot fi utilizate numai în cadrul unei analize neliniare. Evaluarea analitică a preciziei şi stabilităţii oricărui sistem hidraulic de reglare automată necesită definirea unor coeficienţi care să caracterizeze sintetic comportarea distribuitorului.

b) Coeficienţii distribuitorului

Se dezvoltă în serie Taylor în jurul unui punct de funcţionare caracteristica distribuitorului exprimată sub forma generală (12.9):

$$Q = Q_0 + \frac{\partial Q}{\partial x}\Big|_0 \cdot \Delta x + \frac{\partial Q}{\partial P}\Big|_0 \cdot \Delta P + \ldots \tag{12.21}$$

Dacă se studiază funcţionarea în vecinătatea unui punct, infiniţii mici de ordin superior pot fi neglijaţi, deci:

$$Q - Q_0 \equiv \Delta Q = \frac{\partial Q}{\partial x}\Big|_0 \cdot \Delta x + \frac{\partial Q}{\partial P}\Big|_0 \cdot \Delta P \tag{12.22}$$

Derivatele parţiale se obţin prin derivarea caracteristicii de regim staţionar, analitic sau grafic.

Prin definiţie, factorul de amplificare în debit al distribuitorului este mărimea

$$K_{Qx} \equiv \frac{\partial Q}{\partial x} \tag{12.23}$$

Prin definiție, coeficientul debit - presiune este

$$K_{QP} \equiv -\frac{\partial Q}{\partial P} \tag{12.24}$$

Se poate demonstra că ultimul coeficient este întotdeauna pozitiv deoarece derivata $\partial Q / \partial P$ este negativă pentru orice tip de distribuitor.

O altă mărime utilă în analiza unui distribuitor este coeficientul presiune-deplasare, definit prin relația:

$$K_{Px} = \frac{\partial P}{\partial x} \tag{12.25}$$

Acesta se mai numeşte şi "sensibilitatea distribuitorului în presiune" şi este corelat cu ceilalți doi coeficienți prin relația

$$\frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{\partial Q / \partial x}{\partial Q / \partial P} \tag{12.26}$$

sau

$$K_{Px} = \frac{K_{Qx}}{K_{QP}} \tag{12.27}$$

Datorită acestor notații caracteristica statică a distribuitorului devine:

$$\Delta Q = K_{Qx} \Delta x - K_{QP} \Delta P \tag{12.28}$$

Această relație este aplicabilă tuturor tipurilor de distribuitoare iar coeficienții definiți mai sus sunt utilizați în determinarea stabilității şi preciziei sistemelor deservite.

Factorul de amplificare în debit, denumit în practică şi "gradientul debit - deschidere", influențează direct factorul de amplificare în buclă deschisă al sistemului, deci stabilitatea acestuia.

Coeficientul debit - presiune influențează direct factorul de amortizare al subsistemului distribuitor - motor.

Sensibilitatea în presiune a distribuitoarelor este suficient de mare pentru a asigura subsistemului distribuitor - motor capacitatea de a acționa precis sarcini cu frecări importante.

Valorile coeficienților distribuitorului variază în funcție de punctul de funcționare.

Cel mai important punct de funcționare este originea sistemului de referință al curbelor debit - presiune ($Q = 0$; $P = 0$; $x = 0$) deoarece funcționarea sistemelor automate hidraulice se produce în mod frecvent în această regiune, în scopul anulării erorii. Aici factorul de amplificare în debit este maxim, asigurând sistemului o amplificare mare iar coeficientul debit - presiune este minim, determinând o amortizare minimă.

Din ultimele două observații rezultă că originea curbelor debit – presiune este punctul critic din punctul de vedere al stabilității; un sistem stabil în acest punct este stabil în orice punct de funcționare.

Coeficienții distribuitorului evaluați în punctul de funcționare particular considerat se numesc coeficienții de nul ai distribuitorului.

12.2.4. Analiza distribuitoarelor ideale cu sertar cilindric şi centrul închis critic

Distribuitoarele cu geometrie ideală sunt caracterizate prin muchii de laminare perfect ascuțite şi joc radial nul între sertar şi bucşă. Deşi perfecțiunea geometrică nu este practic realizabilă, este posibil să se construiască un distribuitor având caracteristica de debit liniară în jurul poziției neutre a sertarului. Un astfel de distribuitor cu centru critic este optim deoarece are un factor de amplificare bine determinat şi scurgeri neglijabile.

a) Caracteristica de regim staționar

Datorită geometriei ideale, debitele de scurgeri sunt nule (Q_2 şi Q_4, când $x > 0$, respectiv Q_1 şi Q_3, când $x < 0$).

Înlocuind relațiile (12.15) şi (12.5) în (12.3) rezultă, pentru $x > 0$,

$$Q = c_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_s - P}{2}} \tag{12.29}$$

Ecuația (12.3) poate fi tratată similar pentru a obține aceleaşi rezultate.

În cazul deschiderilor negative ale distribuitorului, $Q = - Q_4$, iar relațiile (12.15) şi (12.8) conduc la egalitatea

$$Q = -c_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_s + P}{2}} \tag{12.30}$$

valabilă penru $x < 0$.

Ultimele două relații pot fi combinate sub forma:

$$Q = c_d |A_1| \cdot \frac{x}{|x|} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho}\left(p_s - \frac{x}{|x|} P \right)} \tag{12.31}$$

Aceasta este caracteristica de regim staționar a unui distribuitor ideal cu centru critic, având orificii simetrice şi împerecheate.

Dacă se utilizează ferestre dreptunghiulare având gradientul de arie b, caracteristica de regim staționar capătă forma simplă

$$Q = c_d \cdot b \cdot x \cdot \sqrt{\frac{p_s}{\rho}\left(1 - \frac{x}{|x|} \cdot \frac{P}{p_s} \right)} \tag{12.32}$$

Această relație poate fi scrisă într-o formă adimensională dacă se definesc următoarele mărimi: x_{max} – deplasarea maximă a sertarului din poziția de nul şi Q_{max} – debitul maxim normal corespunzător unei căderi de presiune nulă pe motor,

$$Q_{max} = c_d \cdot b \cdot x_{max} \cdot \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \tag{12.33}$$

Prin împărțirea ultimelor două relații se obține forma adimensională a caracteristicii de regim staționar:

$$\overline{Q} = \overline{x} \cdot \sqrt{1 - \text{signx} \cdot \overline{P}} \tag{12.34}$$

în care $\overline{x} = x / x_{max}$ este deplasarea relativă a sertarului iar $\overline{P} = P / p_s$ este căderea de presiune relativă pe motor. Relația (12.34) este reprezentată grafic în figura 12.23. Funcționarea în cadranele 2 şi 4 este posibilă numai în cursul unui regim tranzitoriu; de exemplu, o modificare bruscă a poziției sertarului poate determina inversarea presiunilor în racordurile motorului, dar datorită inerției fluidului şi sarcinii, aceasta se deplasează în acelaşi sens, deci debitul rămâne instantaneu orientat în acelaşi sens.

Sarcina maximă negativă este egală cu presiunea sursei de alimentare a distribuitorului deoarece presiunea absolută nu poate fi negativă.

b) Coeficienții distribuitorului

Prin diferențierea relației (12.32) pot fi determinați următorii coeficienți:

- factorul de amplificare în debit,

$$K_{Qx} = c_d \cdot b \cdot \sqrt{\frac{p_s - P}{\rho}} \tag{12.35}$$

- coeficientul debit - presiune,

$$K_{QP} = \frac{c_d \cdot b \cdot x}{\sqrt{\rho(p_s - P)}} \tag{12.36}$$

Sensibilitatea distribuitorului este

$$K_{Px} = \frac{2(p_s - P)}{x} \tag{12.37}$$

Punctul de funcționare cel mai important este definit prin x = 0, Q = 0 şi P = 0. În acest caz, coeficienții distribuitorului sunt

$$K_{Qx}\big|_0 = c_d \cdot b \cdot \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \tag{12.38}$$

$$K_{QP}\big|_0 = 0 \tag{12.39}$$

$$K_{Px}\big|_0 = \infty \tag{12.40}$$

Valoarea factorului de amplificare în debit în origine este o funcție simplă de două mărimi certe şi precis măsurabile: gradientul de arie al distribuitorului şi presiunea de alimentare a acestuia. Validitatea expresiei factorului de amplificare în origine a fost sistematic verificată experimental. Din fericire, stabilitatea sistemelor de reglare automată hidraulice depinde esențial de această mărime.

Valorile calculate pentru ceilalți doi coeficienți diferă mult de cele determinate experimental. Valori realiste ale acestora, utilizabile în proiectare, nu pot fi determinate decât prin cercetarea caracteristicilor de scurgeri ale distribuitoarelor.

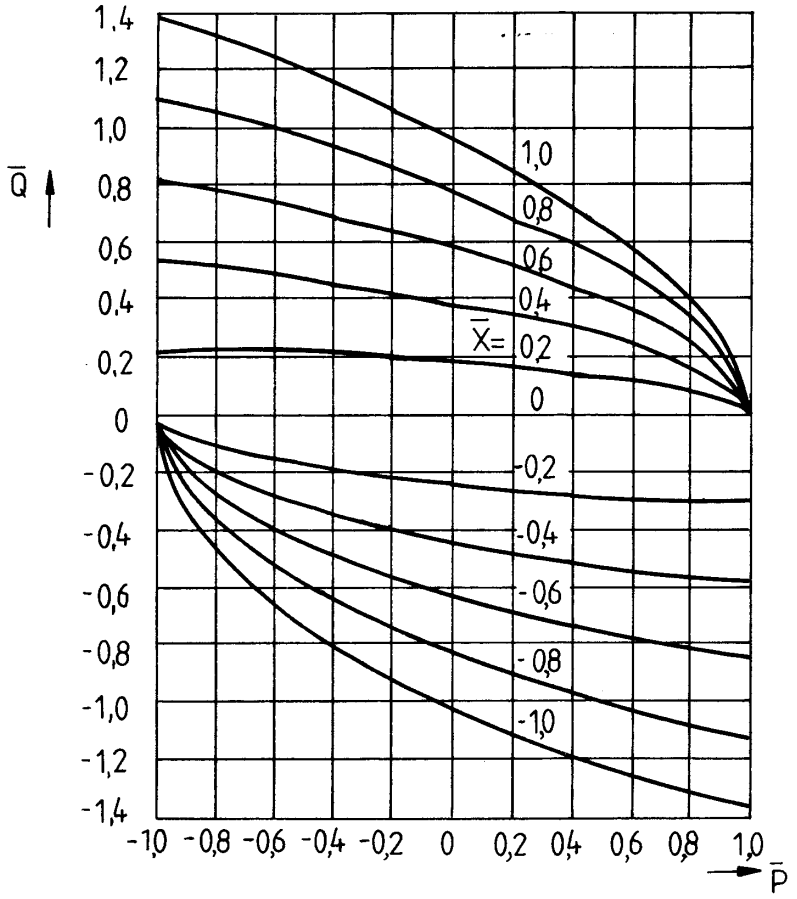


Fig. 12.23. Caracteristica de regim staționar a distribuitorului sub formă adimensională.

12.2.5. Caracteristicile reale ale distribuitoarelor cu centrul închis critic

Distribuitoarele reale cu centrul critic se deosebesc de cele ideale prin scurgeri, care domină comportarea lor statică în domeniul deschiderilor mici ($|x| = 25\mu m$). În afara acestei regiuni caracteristica teoretică poate fi aplicată cu certitudine.

Un distribuitor practic cu centrul critic are un joc radial tipic de 5 μm şi o acoperire pozitivă sau negativă de acelaşi ordin de mărime.

Se consideră un distribuitor ale cărui racorduri de sarcină sunt conectate la două manometre. Debitul furnizat motorului hidraulic este nul. Cu acest montaj se pot măsura şi defini trei caracteristici de scurgeri pentru distribuitor.

Se deschide progresiv distribuitorul măsurându-se diferenţa de presiune indicată de manometre şi debitul total al sursei, care în realitate este un debit de scurgeri. În cursul acestei încercări presiunea sursei este menţinută constantă.

Se poate trasa astfel curba P(x) care permite determinarea sensibilităţii distribuitorului definită prin panta curbei în origine (fig. 12.24).

Se constată experimental că presiunea în racordul alimentat de distribuitor creşte foarte repede până la presiunea sursei pentru o deplasare foarte mică a sertarului.

Debitul de scurgeri Q_l (fig. 12.25) prezintă un maxim în poziţia neutră a sertarului şi descreşte rapid odată cu descentrarea sertarului deoarece umerii acestuia acoperă orificiile de retur. Această curbă este o măsura a pierderilor de putere hidraulică.

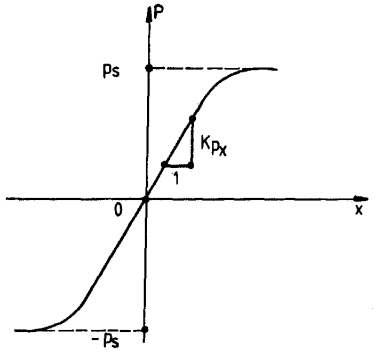


Fig. 12.24. Curba P(x) utilizată pentru determinarea sensibilităţii distribuitorului.

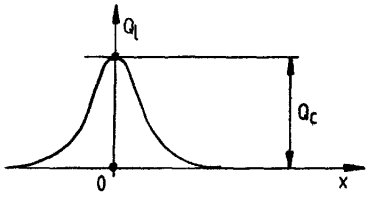


Fig. 12.25. Curba Q_l (x) utilizată pentru determinarea pierderilor de putere hidraulică.

A treia caracteristică se obţine măsurând debitul total prin distribuitor cu sertarul centrat, variind presiunea de alimentare. Acest debit este numit "de nul" (Q_c) iar curba obţinută este numită "curba debitului de nul" (fig. 12.26).

Din această figură rezultă că un distribuitor nou este caracterizat prin scurgeri laminare, acestea devenind turbulente pentru un distribuitor uzat deoarece contaminanţii abrazivi erodează muchiile active ale orificiilor, mărind ariile lor.

Debitul de nul corespunzător unei presiuni oarecare de alimentare poate fi determinat din această curbă şi este identic cu debitul maxim de scurgeri din figura 12.26 pentru aceeaşi presiune de alimentare.

Forma curbei de debit de nul (liniară sau parabolică) indică calitatea ajustajului distribuitorului. Valoarea debitului de nul pentru presiunea de calcul a sursei poate fi utilizată pentru stabilirea toleranţei de execuţie.

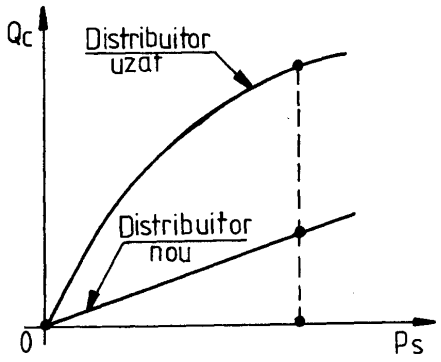


Fig. 12.26. Curba "debitului de nul" – Q_c (p_s).

Din această curbă se poate obţine valoarea coeficientului debit - presiune de nul. Considerând că orificiile distribuitorului sunt împerecheate şi simetrice, din relaţiile (12.19) şi (12.20) rezultă debitul furnizat motorului de distribuitor, respectiv debitul furnizat distribuitorului de sursă. Prin diferenţierea relaţiei (12.19) rezultă

$$\frac{\partial Q}{\partial P} = -\frac{c_d A_1}{2\sqrt{(p_s - P)/\rho}} - \frac{c_d A_2}{2\sqrt{(p_s + P)/\rho}} \tag{12.41}$$

Datorită faptului că ariile orificiillor sunt întotdeauna pozitive, mărimea $\partial Q / \partial P$ este întotdeauna negativă.

Prin diferenţierea relaţiei (12.20) în raport cu p_S rezultă raportul $\partial Q / \partial P$ cu semn schimbat:

$$-\frac{\partial Q}{\partial P} = \frac{\partial Q_s}{\partial p_s} \equiv K_{QP} \tag{12.42}$$

Acest rezultat este valabil pentru orice distribuitor cu orificii împerecheate şi simetrice, atât în cazul scurgerii laminare, cât şi al celei turbulente.

Curba debitului de nul este obţinută pentru x = 0, Q = 0 şi P = 0 astfel că panta acestei curbe este chiar coeficientul debit - presiune de nul.

Dacă se compară valorile acestui coeficient pentru un distribuitor nou şi pentru unul uzat se constată că deşi debitul de nul poate creşte foarte mult, creşterea pantei curbei este considerabil mai mică. Pe măsură ce distribuitorul se uzează, coeficientul debit - presiune de nul poate să crească de două sau trei ori, reducând sensibilitatea la presiune.

Scăderea sensibilității distribuitorului nu este esențială în raport cu uzura acestuia. În caz contrar, performanțele sistemului care include distribuitorul s-ar altera rapid, pe măsura uzării muchiilor de laminare.

Curgerea prin orificiile cu muchie ascuțită are un caracter laminar. Căderea de presiune şi debitul asociate unui orificiu sunt, respectiv, $p_s/2$ şi $Q_c/2$.

Pentru un domeniu de curgere delimitat de două plăci plane, de lățime b mult mai mare decât distanța dintre ele, h, debitul în regim laminar poate fi calculat cu relația:

$$Q = \frac{\pi \cdot b \cdot h^3}{32\eta} P \tag{12.43}$$

În cazul unui distribuitor, b reprezintă lățimea ferestrelor iar h - jocul radial j dintre sertar şi bucşă, astfel că

$$Q_c = \frac{\pi \cdot b \cdot j^3}{32\eta} p_s \,. \tag{12.44}$$

Prin derivarea acestei relații rezultă o relație aproximativă pentru calculul coeficientului debit - presiune de nul:

$$K_{QP}\big|_0 = \frac{\pi \cdot b \cdot j^3}{32\eta} \,. \tag{12.45}$$

Valoarea calculată cu această relație este considerabil mai corectă decât valoarea teoretică $K_{QP}\big|_0 = 0$.

În calculele preliminare se poate utiliza pentru jocul radial valoarea tipică j = 5 mm.

Se observă ca acest coeficient este proporțional cu gradientul de arie al distribuitorului.

Din relațiile (12.38) şi (12.45) se poate obține o expresie aproximativă pentru sensibilitatea distribuitoarelor practice cu centrul închis critic:

$$K_{Qx}\big|_0 = \frac{32\eta \cdot c_d}{\pi \cdot j^2} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \tag{12.46}$$

Utilizând valori tipice pentru mărimile care intervin în această relație (ρ = 850 kg/m^3; c_d = 0,61; j = 5 · 10^{-6} m şi η = 0,0138 Ns/m^2) rezultă:

$$K_{Px}\big|_0 = 1{,}17 \cdot 10^8 \sqrt{p_s} \tag{12.47}$$

Pentru o presiune de alimentare p_s = 70 bar, rezultă o sensibilitate

$$K_{Px}\big|_0 = 3{,}11 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2/\text{m} \tag{12.48}$$

Practic, se poate verifica că pentru o presiune de alimentare de 70 bar, se poate obține ușor o sensibilitate de ordinul $3{,}1 \cdot 10^{11}$ N/m^2/m, confirmând utilitatea acestei relații.

Observație: Sensibilitatea distribuitorului nu depinde de gradientul de arie al acestuia.

12.3. REGULATOARE DE DEBIT

Un regulator de debit este un element mecanohidraulic care limitează debitul furnizat de pompă motorului hidraulic la o valoare prescrisă prin intermediul unei rezistențe hidraulice.

Debitul pompei se alege mai mare decât debitul maxim necesar motorului hidraulic, iar debitul excedentar este evacuat la rezervor printr-o supapă de reglare a presiunii.

Există două tipuri de regulatoare de debit: cu două racorduri (căi) şi cu trei racorduri. Aceste regulatoare diferă din punct de vedere stuctural şi al comportării în regim staționar.

Schema de principiu a unui regulator de debit cu trei căi este prezentată în figura 12.27. Regulatorul este compus dintr-o rezistență hidraulică fixă şi o supapă normal-închisă comandată de căderea de presiune pe rezistența fixă. Deschiderea supapei normal-închise se produce numai dacă rezultanta forțelor de presiune pe sertar depăşeşte forța corespunzatoare pretensionării resortului. Ca urmare, la debite mici regulatorul se comportă ca o rezistență hidraulică fixă.

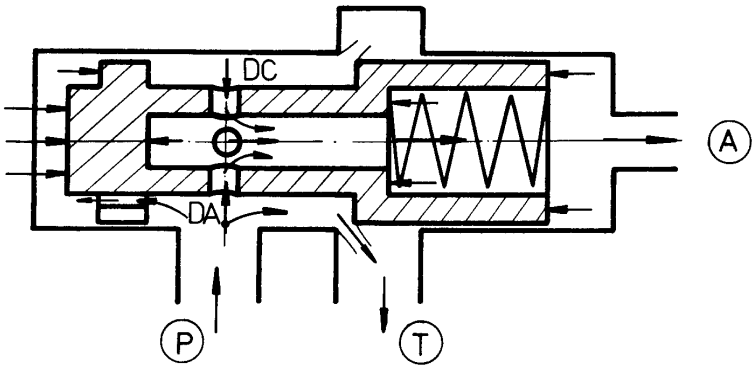


Fig.12.27. Schema de principiu a unui regulator de debit cu 3 căi.

Schema hidraulică echivalentă a regulatorului este prezentată în figura 12.28, iar caracteristica de regim staționar este indicată în figura 12.29. Caracteristica este formată practic din două drepte: una de pantă unitară, corespunzătoare nefuncționării

supapei şi alta de pantă usor pozitivă, corespunzătoare evacuării debitului excendentar prin supapă.

Simbolul standardizat al regulatorului este prezentat în figura 12.30, iar în figura 12.31 se prezintă o soluție constructivă tipică incorporată în pompele cu angrenaje destinate alimentării la debit constant a servomecanismelor direcției autovehiculelor.

În cazul unui regulator de debit cu două căi (fig. 12.32 … 12.34) supapa normal-închisă este înseriată cu droselul reglabil. Debitul excedentar este evacuat la rezervor printr-o altă supapă normal-închisă, dispusă în paralel cu regulatorul față de pompă.

Caracteristica de regim staționar a regulatorului este practic o dreaptă orizontală (Q = ct.).

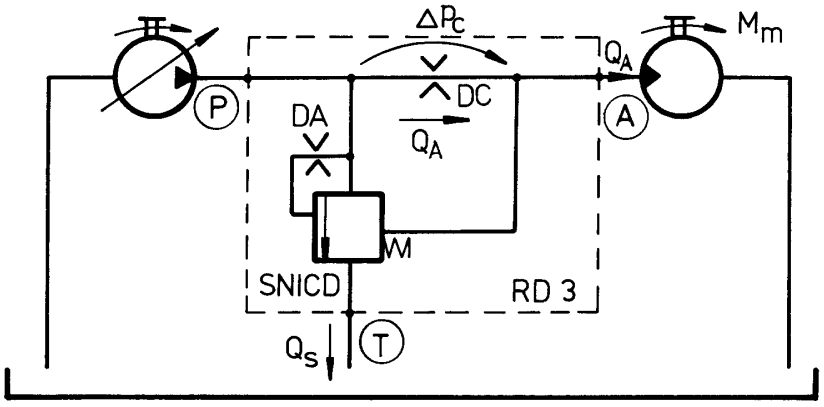


Fig. 12.28. Schema hidraulică echivalentă a unui regulator de debit cu trei căi.

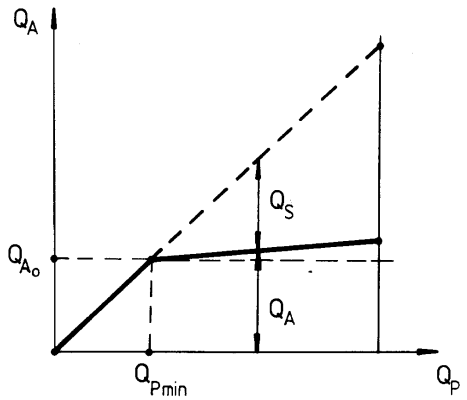


Fig. 12.29. Caracteristica de regim staționar a unui regulator de debit cu trei căi.

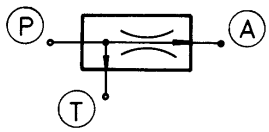


Fig. 12.30. Simbolul unui regulator de debit cu trei căi (RD3).

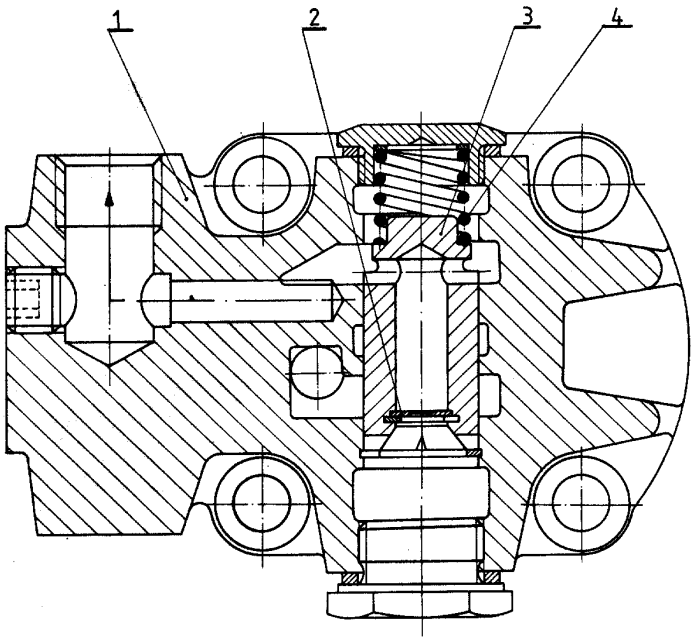


Fig. 12.31. Regulator de debit cu trei căi pentru pompe cu angrenaje:
1 – carcasă; 2 – orificiu calibrat; 3 – sertar; 4 – resort.

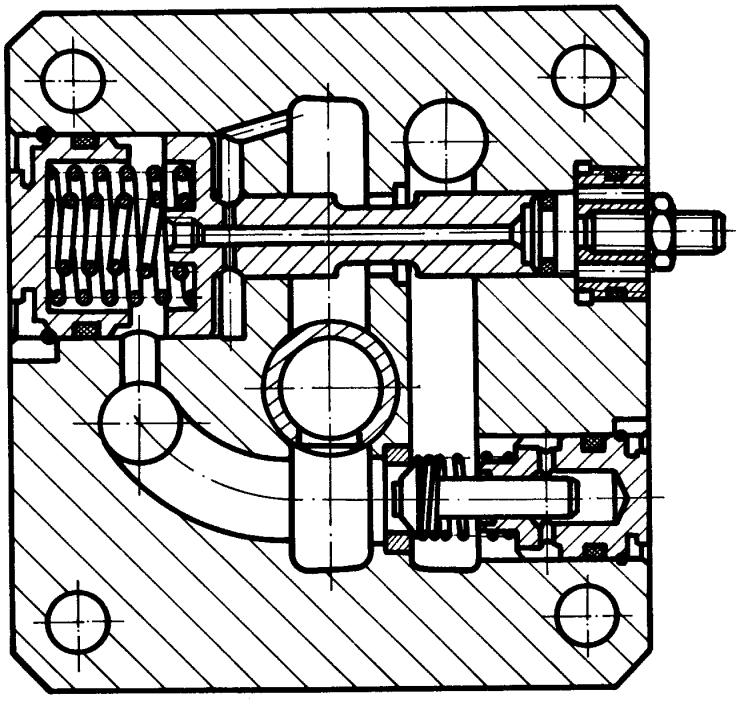


Fig. 12.32. Regulator de debit cu două căi.

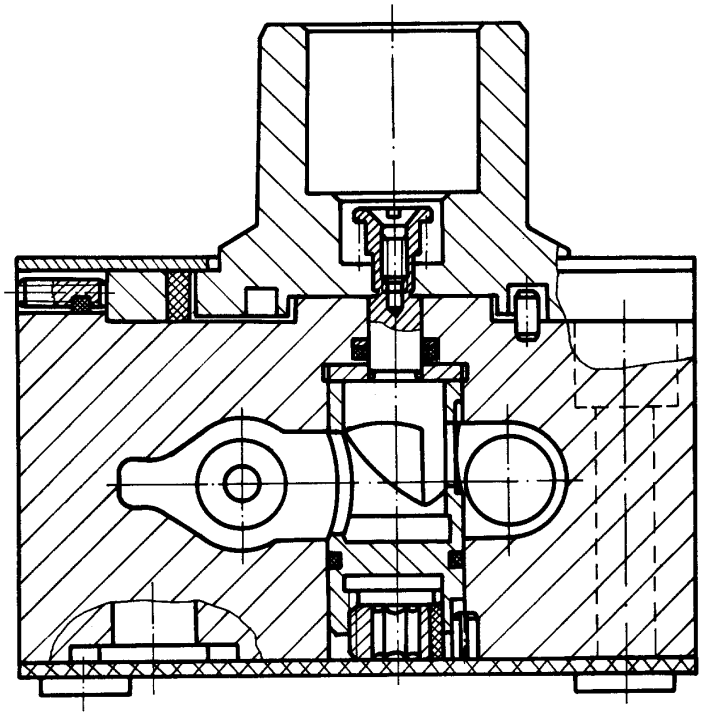


Fig. 12.33. Droselul de comandă al unui regulator de debit cu două căi.

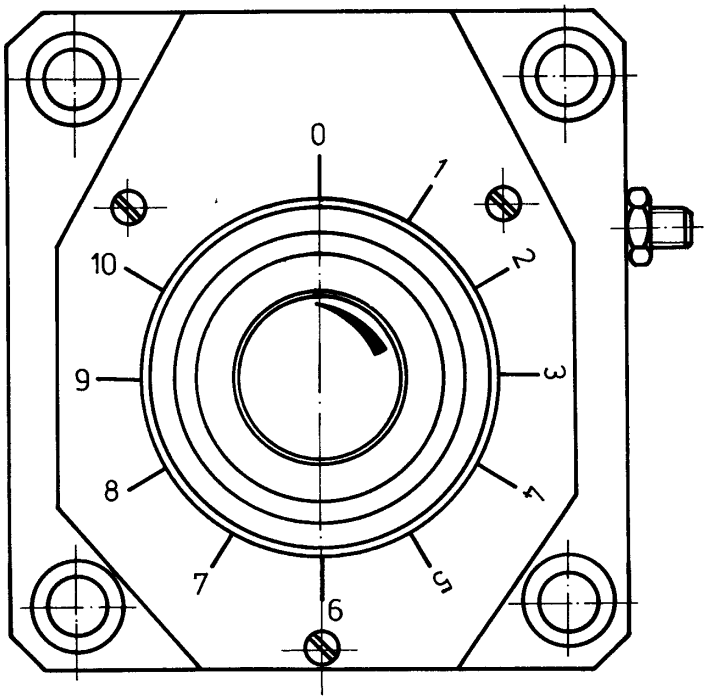


Fig. 12.34. Buşonul de comandă al unui regulator de debit cu două căi.

Aplicația 12.2. Analiza comportării în regim staționar şi tranzitoriu a unui regulator de debit cu două căi

Se analizează un regulator de debit cu două căi, prevăzut cu un drosel de amortizare amplasat în corpul supapei (fig. A.12.2-1). Studiul comportării dinamice evidențiază influența acestui drosel asupra stabilității şi performanțelor dinamice ale regulatorului.

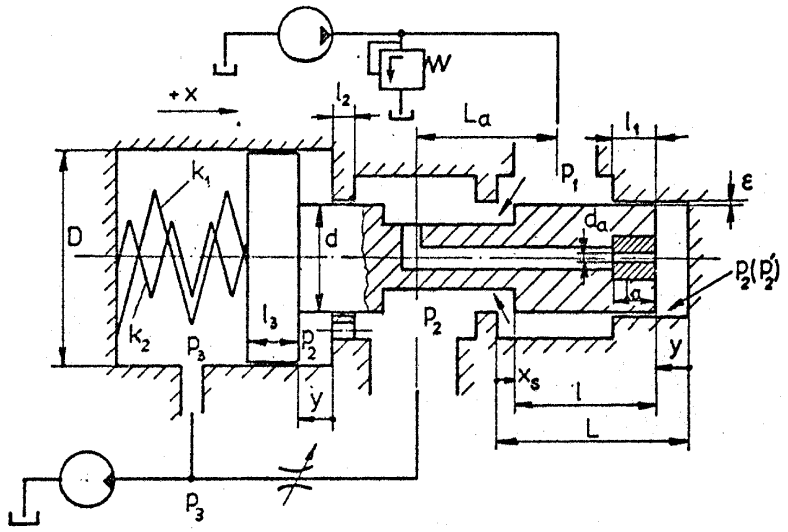


Fig. A.12.2-1. Schema de principiu a regulatorului.

1. Comportarea regulatorului în regim staționar

În regim staționar, asupra ventilului supapei normal-deschise acționează forța elastică a resoartelor, rezultanta forțelor de presiune hidrostatice şi forța de presiune hidrodinamică.

Supapa trebuie să se deschidă datorită forței

$$F_e = K_{e1}(y_{01} + y) + K_{e2}(y_{02} + y) \tag{12.2.1}$$

unde K_{e1} şi K_{e2} sunt rigiditățile resoartelor; y_{01} şi y_{02} – precomprimările acestora; y – deplasarea ventilului (comprimarea resoartelor).

Din figura A.12.2-1 rezultă relația dintre deschiderea x_s a supapei şi comprimarea y a resoartelor

$$y = L - l - x_s$$

Relația (12.2.1) devine

$$F_e = F_{e0} - K_e x_s \tag{12.2.2}$$

unde

$$F_{e0} = K_{e1} y_{01} + K_{e2} y_{02} + (K_{e1} + K_{e2}) \cdot (L - l)$$

şi

$$K_e = K_{e1} + K_{e2} .$$

Rezultanta forţelor de presiune hidrostatice asupra ventilului este

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot (p_2 - p_3) \tag{12.2.3}$$

unde p_2 reprezintă presiunea din aval de supapă; p_3 – presiunea din aval de regulator; D – diametrul pistonului ventilului.

Utilizând teorema impulsului şi relaţia lui Bernoulli se obţine pentru forţa de presiune hidrodinamică expresia

$$F_{hs} = 2\pi \cdot d \cdot x_s \cdot c_{ds} \cdot c_{vs} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \cos\theta$$

sau

$$F_{hs} = K_{hs} x_s \tag{12.2.4}$$

unde

$$K_{hs} = 2\pi \cdot d \cdot c_{ds} \cdot c_{vs} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \cos\theta .$$

În relaţiile de mai sus d este diametrul sertarului; c_{ds} – coeficientul de debit al supapei; c_{vs} – coeficientul de viteză al supapei; p_1 – presiunea sursei de alimentare a regulatorului de debit; θ - unghiul dintre axa ventilului şi jetul axial-simetric de lichid care străbate interstiţiul circular dintre sertar şi corp.

Ecuaţia de echilibru static a sertarului supapei este

$$F_{e0} - [K_e + 2\pi \cdot d \cdot c_{ds} \cdot c_{vs} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \cos\theta] \cdot x_s - \frac{\pi D^2}{4} \cdot (p_2 - p_3) = 0 \tag{12.2.5}$$

Acestei ecuaţii i se asociază caracteristica statică a supapei,

$$Q_s = \pi d \cdot x_s \cdot c_{ds} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} , \tag{12.2.6}$$

şi caracteristica statică a droselului de comandă,

$$Q_d = 2 c_{dd} \cdot A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_3)} . \tag{12.2.7}$$

În aceste relaţii $Q = Q_s = Q_d$ este debitul care parcurge regulatorul; Q_s – debitul supapei; Q_d – debitul droselului; c_{dd} – coeficientul de debit al droselului de

comandă; A_d – aria unei crestături a droselului de comandă. Dacă acesta este format dintr-un plunjer cu două crestături triunghiulare (fig. A.12.2-2),

$$A_d = x_d^2 \cdot tg\alpha \tag{12.2.8}$$

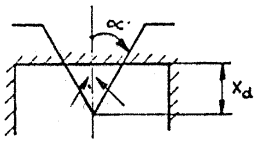


Fig A.12.2-2. Schemă de calcul pentru droselul de comandă.

Sistemul format din ecuațiile (12.2.5 ... 12.2.7) are ca necunoscute debitul Q care parcurge regulatorul, deschiderea supapei x_s şi presiunea p_2 din amonte de droselul de comandă. Rezolvarea acestui sistem necesită specificarea presiunii p_1 la intrarea în regulator şi a presiunii p_3 la ieşirea din regulator. De asemenea, este necesară precizarea deschiderii x_d a droselului de comandă, a coeficientului său de debit, a valorilor coeficienților de debit şi de viteză ai supapei, precum şi a unghiului θ.

Sistemul considerat poate fi scris sub forma echivalentă

$$a_3 x_s^3 + a_2 x_s^2 + a_1 x_s + a_0 = 0 \tag{12.2.9}$$

$$Q = \sqrt{\frac{2}{\rho}\frac{p_1 - p_3}{\frac{1}{(\pi d x_s c_{ds})^2} + \frac{1}{(2 c_{dd} A_d)^2}}} \tag{12.2.10}$$

$$p_2 = p_1 - \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{(\pi d x_s c_{ds})^2} \tag{12.2.11}$$

Aici,

$$a_3 = 4\pi^2 d^2 K_e c_{ds}^2$$

$$a_2 = \pi^3 d^2 D^2 c_{ds}^2 \left(p_1 - p_3 - \frac{4F_{e0}}{\pi D^2} \right)$$

$$a_1 = 32\pi d c_{ds} c_{vs} c_{dd}^2 x_d^4 \cos\theta \, tg^2\alpha \left(p_1 - p_3 - \frac{4F_{e0}}{\pi D^2} \right)$$

$$a_0 = -16 F_{e0} \cdot c_{dd}^2 \cdot A_d^2 .$$

Rezolvarea ecuației (12.2.9) se face numeric. Din analiza ordinului de mărime al termenilor acesteia se constată că la deschideri mici ale supapei, termenul corespunzător coeficientului a_3 este neglijabil, astfel că x_s se obține prin rezolvarea unei ecuații de gradul doi. Termenul de gradul doi este relativ mic față de ceilalți termeni, deci

$$x_s \cong \sqrt{\frac{a_0}{a_2}} - \frac{a_1}{2a_2}.$$

La deschideri mari ale supapei, termenul de gradul trei devine important şi pot fi neglijați termeni de gradul întâi şi doi. În acest caz,

$$x_s \cong \sqrt[3]{\frac{a_0}{a_3}}.$$

La căderi mici de presiune pe regulator trebuie să se țină seama de micşorarea coeficientului de debit al droselului de comandă.

În figura A.12.2-3 se prezintă comportarea statică a unui regulator studiat teoretic şi experimental de autori, având următoarele caracteristici:

$D = 30$ mm; $d = 16$ mm; $K_{e1} = 6518$ N/m; $K_{e2} = 6820$ N/m; $y_{01} = 12{,}8$ mm; $y_{02} = 2{,}25$ mm; $l = 15$ mm; $L = 20$ mm; $c_{ds} = 0{,}61$; $c_{vs} = 0{,}98$; $c_{dd} \cong 0{,}71$; $x_d = 3{,}59 / 3{,}18 / 2{,}75$ mm; $\alpha = 30^0$; $\theta = 69^0$; $p_1 = 200$ bar.

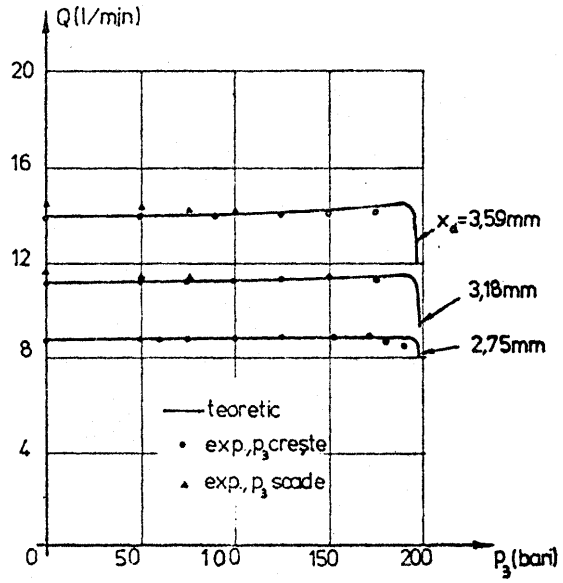


Fig A.12.2-3. Caracteristica regulatorului.

Valoarea admisă pentru coeficientul de contracție al droselului de comandă a fost stabilită experimental. Se remarcă faptul că această valoare este mai mică

decât cea indicată pentru drosele formate din orificii cu acoperire variabilă, la numere Re suficient de mari (Re > 7000).

Se constată o bună concordanță între rezultatele teoretice şi experimentale într-un domeniu larg de variație a presiunii p_3, diferențele fiind determinate în principal de frecări.

2. Analiza comportării dinamice a regulatorului

La variații mici ale parametrilor funcționali ai regulatorului curgerea lichidului prin droselul de amortizare al supapei poate fi considerată laminară, deci căderea de presiune introdusă de acesta (fig. A.12.2-3) este

$$p_2' - p_2 \cong \frac{32\eta l_a d^2}{d_a^4} \cdot \frac{dx_s}{dt} \tag{12.2.12}$$

unde: d_a este diametrul droselului de amortizare; l_a – lungimea acestuia iar p_2' – presiunea din camera formată de sertar şi corpul supapei.

Forța de presiune hidrodinamică are în regim tranzitoriu şi componenta

$$F_{ht} = \rho L_d \frac{dQ}{dt} \tag{12.2.13}$$

care poate fi scrisă sub forma

$$F_{ht} = K_{ht} \frac{dx_s}{dt} \tag{12.2.14}$$

unde

$$K_{ht} = L_d c_{ds} \pi d \sqrt{2(p_1 - p_2)} \tag{12.2.15}$$

Cu notațiile din figura A.12.2-1 forța de frecare vâscoasă dintre plunjer şi corp poate fi exprimată prin relația

$$F_{fv} = f_v \frac{dx_s}{dt} \tag{12.2.16}$$

unde

$$f_v = \frac{\pi\eta}{\varepsilon}\left[d(l_1 + l_2) + Dl_3\right]. \tag{12.2.17}$$

Ecuația de echilibru dinamic a sertarului supapei are forma

$$m\frac{d^2x_s}{dt^2} + (f_v + f_a - K_{ht})\frac{dx_s}{dt} + (K_e + K_{hs})x_s = F_{e0} - \frac{\pi D^2}{4}(p_2 - p_3) \tag{12.2.18}$$

S-a notat cu m masa plunjerului şi masa echivalentă a arcurilor, iar

$$f_a = 8\eta l_a \pi \left(\frac{d}{d_a} \right)^4 \tag{12.2.19}$$

reprezintă coeficientul de amortizare corespunzător droselului supapei.

Din ecuația de mişcare rezultă factorul de amortizare al supapei:

$$\zeta = \frac{f_v + f_a - K_{ht}}{2\left[m\left(K_e + K_{hs}\right)\right]^{0,5}} . \tag{12.2.20}$$

Se constată că forța hidrodinamică tranzitorie are un caracter destabilizator; anihilarea acesteia poate fi asigurată prin alegerea adecvată a dimensiunilor droselului de amortizare, care este principalul element stabilizator al regulatorului.

În cazul oscilațiilor de mică amplitudine ale supapei, ($x_s = x_{0s} + \Delta x_s$ şi $\Delta x_s \ll x_s$), avem

$$p_2 - p_3 = \left(p_2 - p_3\right)_0 - \left(\Delta p_2 - \Delta p_3\right) \tag{12.2.21}$$

unde $\Delta p_2 - \Delta p_3 > 0$.

Ecuația de mişcare capătă forma

$$m\frac{d^2\left(\Delta x_s\right)}{dt^2} + b\frac{d\left(\Delta x_s\right)}{dt} + K_{et}\Delta x_s = A\left(\Delta p_2 - \Delta p_3\right), \tag{12.2.22}$$

unde

$$b = f_v + f_a - K_{ht} ,$$

$$K_{et} = K_e + K_{hs} \quad \text{şi} \quad A = \frac{\pi D^2}{4} .$$

Caracteristica statică liniarizată a supapei are forma

$$\Delta Q_s = K_{Qs}\Delta x_s + K_{cs}\Delta\left(p_1 - p_2\right) \tag{12.2.23}$$

în care

$$K_{Qs} = \pi d c_{ds}\sqrt{\frac{2}{\rho}\left(p_1 - p_2\right)_0}$$

şi

$$K_{cs} = \pi d x_{s0} c_{ds}\frac{1}{\sqrt{2\rho\left(p_1 - p_2\right)_0}} .$$

Caracteristica liniarizată a droselului de comandă are forma

$$\Delta Q_d = G\Delta(p_2 - p_3) \tag{12.2.24}$$

unde

$$G = 2c_{dd}x_d^2 tg\alpha \frac{1}{\sqrt{2\rho(p_2 - p_3)_0}}.$$

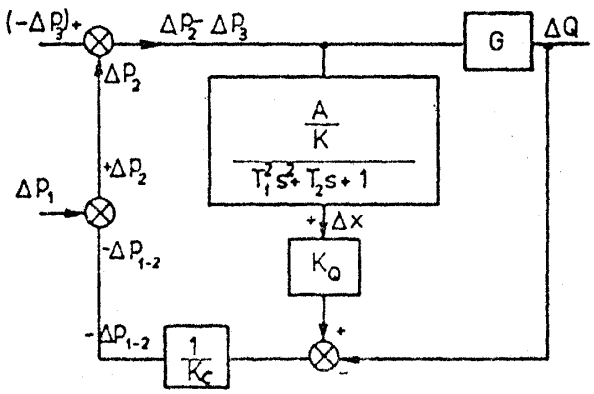


Fig A.12.2-4.Schema bloc a regulatorului.

Din schema funcțională a regulatorului, prezentată în figura A.12.2-4, rezultă funcția de transfer a acestuia în raport cu variația presiunii din aval:

$$H_0(s) = \frac{\Delta Q}{\Delta p_3} = -K_{Qp}\frac{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1}{T_3^2 s^2 + T_4 s + 1} \tag{12.2.25}$$

unde

$$T_1^2 = \frac{m}{K_{et}}; \qquad T_2 = \frac{b}{K_{et}};$$

$$T_3^2 = \frac{m(K_{cs} - G)}{AK_e + (K_{cs} - G)K_{et}}; \qquad T_4 = \frac{b(K_{cs} - G)}{AK_e + (K_{cs} - G)K_{et}};$$

$$K_{Qp} = \frac{K_{et}GK_{cs}}{AK_e + (K_{cs} - G)K_{et}}$$

Modelul matematic prezentat evidențiază și influența droselului de amortizare.

Analiza întreprinsă este aproximativă, deoarece s-a neglijat influența unor factori secundari iar modelul propus este liniar dar prezintă avantajul evaluării rapide a influenței principalilor parametri constructivi ai regulatorului studiat asupra comportării sale dinamice.

13

AMPLIFICATOARE ELECTROHIDRAULICE

13.1. DEFINIRE ŞI CLASIFICARE

Un amplificator electrohidraulic este un subsistem complex care realizează transformarea unui semnal de natură electrică (tensiune sau curent) într-un semnal de natură hidraulică (debit sau presiune). În versiunea industrială, un astfel de element este compus dintr-un convertor electromecanic şi un element mecanohidraulic de reglare a debitului sau presiunii.

Din punctul de vedere al teoriei sistemelor, aceste elemente sunt amplificatoare, deoarece raportul dintre puterea hidraulică comandată şi puterea electrică de comandă este mult mai mare ca 1, valorile uzuale fiind cuprinse între 10^3 şi 10^6.

În ansamblu, amplificatoarele electrohidraulice pot fi utilizate la reglarea debitului şi presiunii sau la reglarea indirectă a altor mărimi în cadrul unei transmisii hidraulice: moment, forţă, turaţie, viteză, poziţie, unghi etc.

Conversia electrohidraulică a semnalelor se realizează în prezent prin mai multe tipuri de dispozitive care utilizează interacţiunea câmp electric - câmp magnetic. Dintre acestea, în industrie se utilizează pe scară largă numai trei tipuri:

a) convertorul cu magnet permanent şi bobină mobilă;

b) convertorul cu magneţi permanenţi şi bobine fixe ("motorul de cuplu");

c) electromagnetul proporţional.

Acest capitol este consacrat numai analizei structurii, construcţiei, funcţionării şi descrierii comportamentale a amplificatoarelor electrohidraulice bazate pe convertoarele menţionate. Datorită caracterului interdisciplinar, celelalte aspecte specifice fac obiectul unei alte lucrări.

13.2. AMPLIFICATOARE ELECTROHIDRAULICE CU BOBINĂ MOBILĂ

Un convertor cu magnet permanent şi bobină mobilă (fig. 13.1) este format dintr-un magnet permanent cilindric, o armătură fixă cu simetrie axială şi o bobină mobilă amplasată pe un suport diamagnetic (aluminiu) în întrefierul circuitului magnetic.

În întrefier liniile de câmp magnetic sunt radiale. Dacă bobina este parcursă de un curent, asupra ei se exercită o forţă axială al cărei sens se stabileşte cu regula mâinii drepte. Mărimea forţei se calculează cu relaţia

$$F = K \cdot B \cdot U \qquad (13.1)$$

în care B este inducţia magnetică; U - tensiunea aplicată bobinei; K - constanta amplificatorului.

Caracteristica de regim staţionar a convertorului este strict liniară şi nu este afectată de histerezis (fig. 13.2), datorită lipsei fenomenului de autoinducţie. În acelaşi timp puterea sa specifică (kW/kg) este relativ mică; în plus, convertorul este sensibil la accelerări în direcţia axială. Uzual, pentru B≅1T şi U_{max} ≅10V, F ≅100N.

Din punct de vedere dinamic, convertorul cu bobină mobilă poate fi caracterizat printr-o funcţie de transfer de ordinul I, cu o constantă de timp de ordinul milisecundelor.

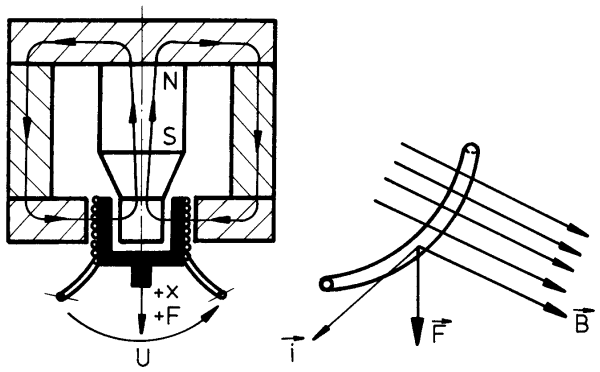


Fig. 13.1. Convertor electromecanic cu bobină mobilă.

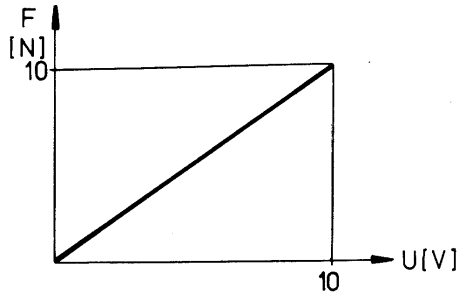


Fig. 13.2. Caracteristica regimului staţionar a unui convertor electromecanic cu bobină mobilă.

Convertorul cu bobină mobilă este larg utilizat în structura amplificatoarelor electrohidraulice monoetajate sau bietajate, precum şi a regulatoarelor de turaţie electrohidraulice. Cel mai simplu amplificator electrohidraulic monoetajat este "potenţiometrul electrohidraulic" (figura 13.3) produs de firma DOWTY (Anglia). În figura 13.4a se prezintă un amplificator electrohidraulic monoetajat (NEYRPIC-Franţa), care utilizează un convertor cu magnet permanent şi bobină mobilă pentru comanda sertarului unui distribuitor cu trei căi şi trei poziţii. Acest tip de amplificator este larg utilizat ca prim etaj de amplificare a erorii în regulatoarele de turaţie electrohidraulice ale turbinelor hidraulice şi cu abur. Pentru reducerea zonei de insensibilitate a convertorului,

distribuitorul este prevăzut cu o microturbină hidraulică ce roteşte continuu bucşa de distribuție.

Funcția de transfer a unui astfel de amplificator este practic de ordinul I:

$$\frac{Q(s)}{U(s)} = \frac{K_{QU}}{T \cdot s + 1}$$

Valorile tipice ale celor două mărimi definitorii sunt: $K_{QU} \cong 5 \cdot 10^{-5}$ $m^3/s \cdot V$ şi $T \cong 5$ ms.

În figura 13.4b se prezintă un amplificator electrohidraulic bietajat cu bobină mobilă, utilizat pe scară largă în industria metalurgică (AEG - Germania).

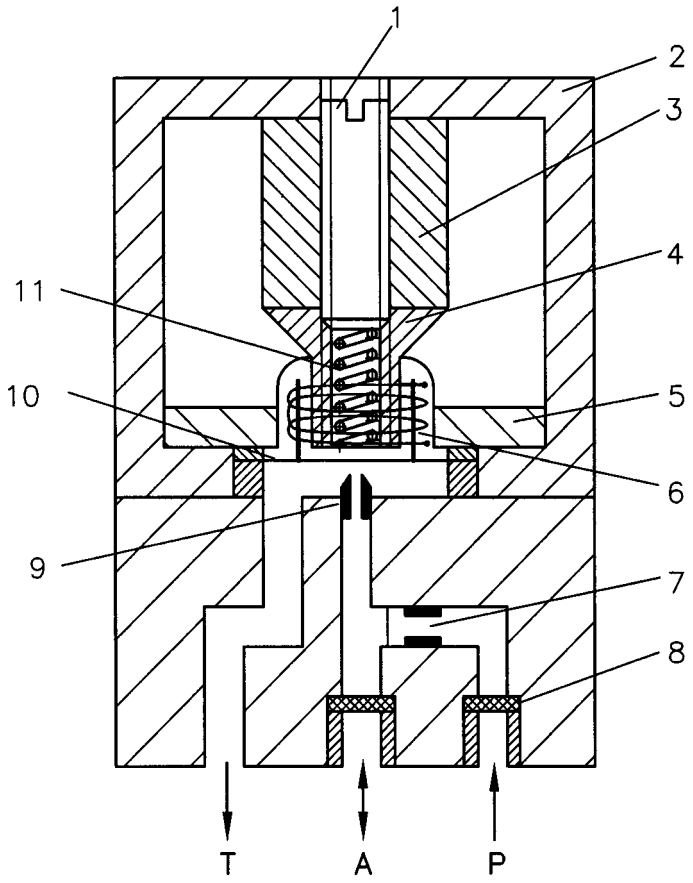


Fig 13.3 Potențiometru electrohidraulic (DOWTY):
1 - şurub pentru reglarea nulului hidraulic; 2 - piesă polară; 3 - magnet permanent; 4 - piesă polară; 5 - piesă polară; 6 - suportul bobinei; 7 - orificiu fix; 8 - filtru; 9 - ajutaj; 10 - membrană; 11 - resort.

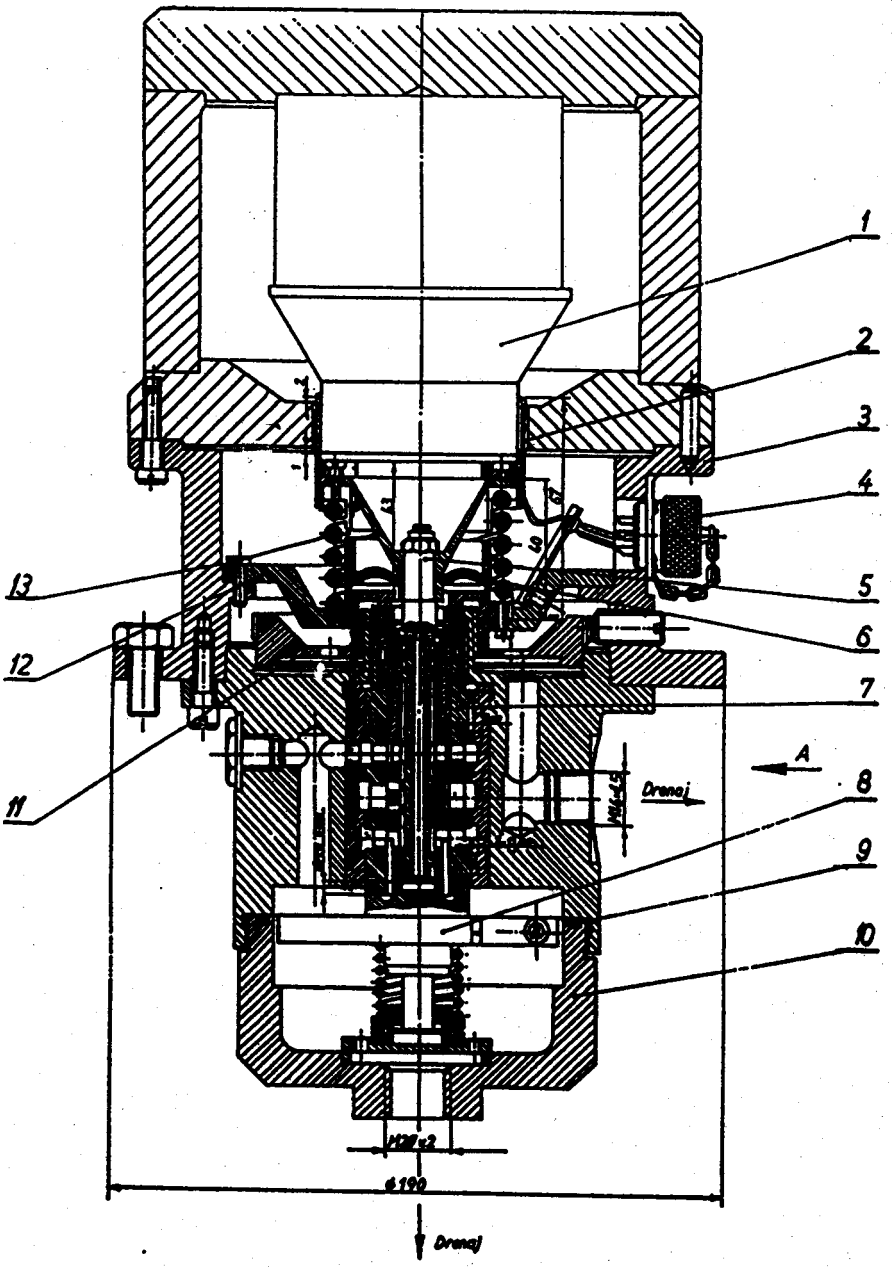


Fig. 13.4.a) Convertor electrohidraulic cu bobină mobilă, monoetajat (NEYPRIC):
1 - piesa polară; 2 - bobină; 3 - corp intermediar; 4 - mufă; 5 - sertar; 6, 12 - diafragmă;
7 - bucşă rotativă; 8 - turbină; 9 - inel O; 10 - capac; 11 - roată melcată; 13 - resort.

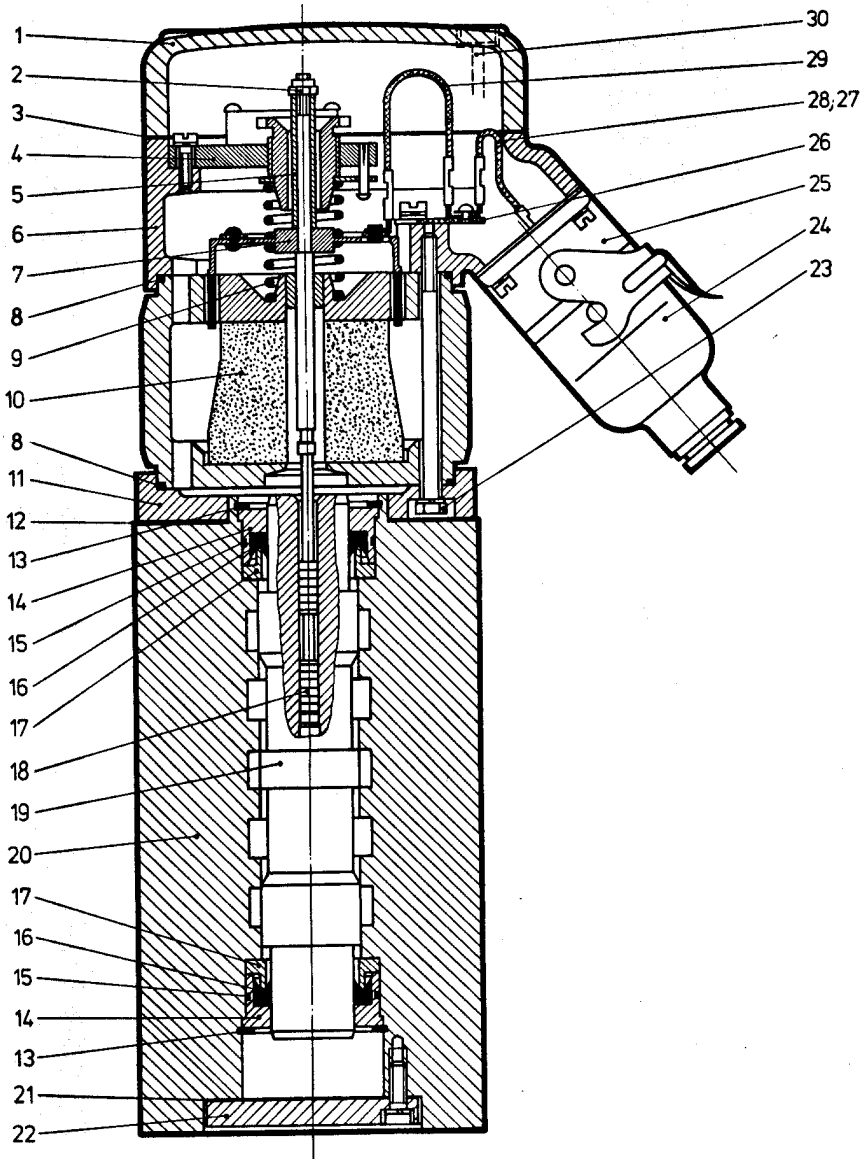
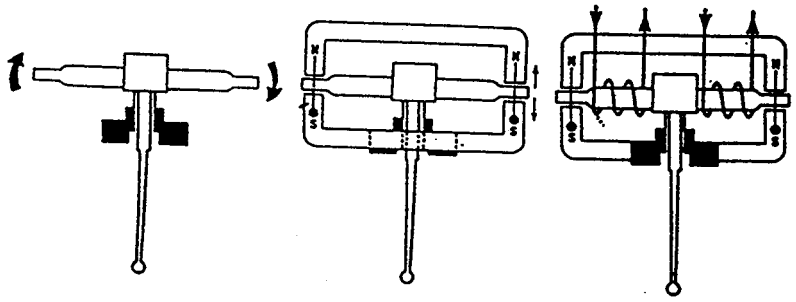


Fig. 13.4. b) Amplificator electrohidraulic cu bobină mobilă, bietajat (AEG):
1 - capacul convertorului electromecanic; 2 - piuliță; 3 - garnitură; 4 - suport; 5 - distanțier; 6 - carcasă; 7 - suport bobină; 8 - inel de etanşare; 9 - resort de readucere a sertarului; 10 - magnet permanent cilindric; 11 - corp intermediar; 12 - garnitură; 13 - inel de siguranță; 14 - suportul manşetei; 15 - inel O; 16 - manşetă; 17 - împingător; 18 - sertar pilot; 19 - sertar principal; 20 - corpul distribuitorului principal; 21 - garnitură; 22 - capac; 23 - şurub; 24 - mufă exterioară; 25 - mufă interioară; 26 - suportul conexiunilor; 27 - cablu elastic; 28 - conector flexibil; 29 - conector mobil; 30 - şurub.

13.3. AMPLIFICATOARE ELECTROHIDRAULICE CU MOTOARE DE CUPLU

Un motor de cuplu este format din doi magneți permanenți, două armături fixe, o armătură mobilă susținută de un element elastic şi două bobine conectate în serie sau paralel. Elementul mobil este o bară solidară cu armătura mobilă. Schema de principiu a unui motor de cuplu este prezentată în figura 13.5.



a b c

Fig. 13.5. Motor de cuplu: a) armătura mobilă; b) circuitul magnetic; c) ansamblul general.

Prin alimentarea unei bobine într-un sens, armătura mobilă se transformă într-un magnet temporar care este supus acțiunii magneților permanenți prin intermediul armăturilor fixe.

Momentul de natură magnetică încovoaie tubul flexibil, provocând rotirea barei solidare cu armătura mobilă. La dispariția semnalului, armătura mobilă revine în poziția inițială datorită tubului flexibil. Inversarea sensului curentului în bobină are ca efect rotirea armăturii mobile şi a barei în sens contrar.

Dacă forța rezistentă aplicată barei este nulă (F = 0), deplasarea acesteia este proporțională cu intensitatea curentului care parcurge bobina, dar caracteristica de regim staționar este marcată de un histerezis inevitabil (fig. 13.6). Acesta este uzual cuprins între 0,25% şi 2,5% din curentul nominal, i_N .

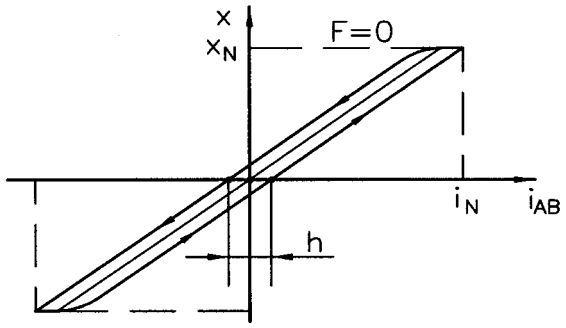


Fig. 13.6. Caracteristica de regim staționar a unui motor de cuplu cu sarcină nulă.

Din punct de vedere dinamic, motoarele de cuplu se comportă ca elemente de întârziere de ordinul II, cu un factor de amortizare foarte mic (tipic - 0,05) şi cu o frecvenţă de rezonanţă ridicată (tipic - 1000 Hz).

Motorul de cuplu are o putere specifică ridicată şi nu este sensibil la acceleraţii după direcţia axei barei; este simetric în raport cu semnalul de comandă şi revine în poziţie de nul la dispariţia acestuia.

Motorul de cuplu poate fi utilizat pentru comanda directă a sertarelor distribuitoarelor de reglare al căror debit nominal nu depăşeşte 15 l/min (fig. 13.7), dar cea mai importantă aplicaţie a sa este comanda preamplificatorului cu ajutaje şi paletă (fig. 13.8), utilizat pentru comanda hidraulică a distribuitoarelor de reglare ale căror debite pot atinge 150 l/min.

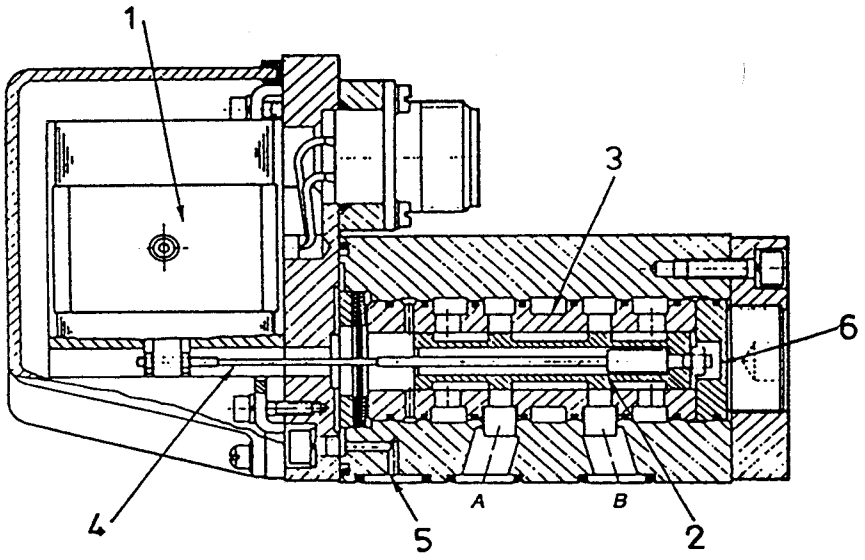


Fig. 13.7. Amplificator electrohidraulic monoetajat, cu motor de cuplu (SCHNEIDER-Franţa):
1 - motor de cuplu; 2 - sertar; 3 - bucşă; ; 4 - tijă de comandă; 5 - orificiu de drenaj extern; 6 - piuliţă pentru reglarea nulului hidraulic.

Schema de principiu a unui astfel de amplificator este prezentată în figura 13.9, iar simbolul său simplificat este prezentat în figura 13.10.

Asimetria punţii hidraulice formată din două rezistenţe fixe şi două rezistenţe variabile generează o diferenţă de presiune de comandă care se aplică pe suprafeţele de capăt ale sertarului distribuitorului. Proporţionalitatea dintre curentul de comandă şi deplasarea sertarului poate fi asigurată prin trei procedee:

- prin centrarea sertarului cu resoarte amplasate în camerele de comandă (fig. 13.11);

- printr-o reacție de forță realizată între sertar şi pârghia (paleta) motorului de cuplu (fig. 13.12 şi 13.13);
- printr-o reacție electrică de poziție realizată cu un traductor inductiv al cărui miez este solidar cu sertarul (fig. 13.14);
- prin reacție de poziție directă (fig. 13.15).

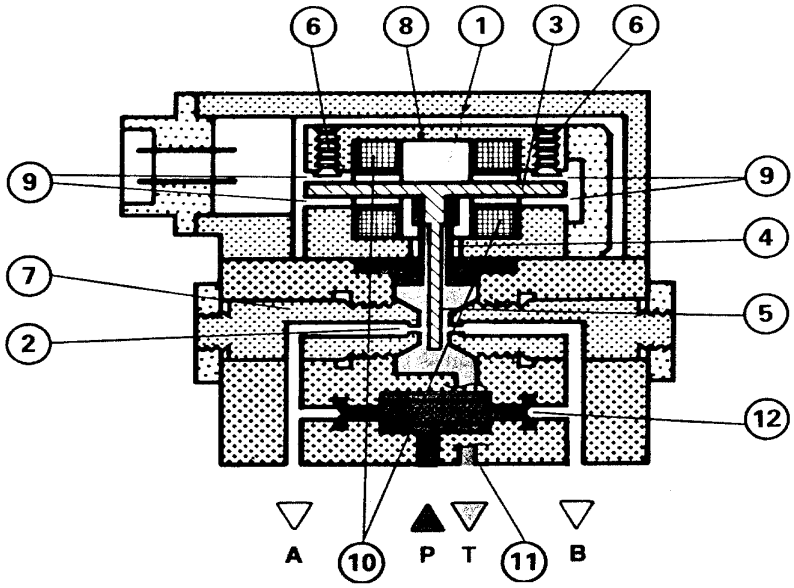


Fig. 13.8. Preamplificator electrohidraulic cu motor de cuplu (REXROTH):
1 - carcasă; 2 - ajutaj; 3 - armătură mobilă; 4 - element elastic; 5 - paletă; 6 - piesă polară; 7 - suport ajutaj; 8 - piesă polară; 9 - întrefier; 10 - bobine; 11 - drenaj; 12 - drosel.

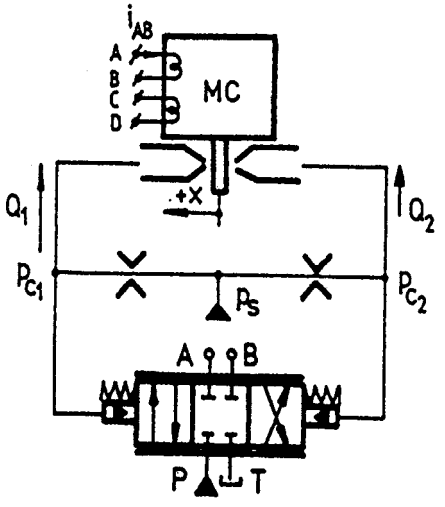


Fig. 13.9. Amplificator electrohidraulic bietajat cu motor de cuplu.

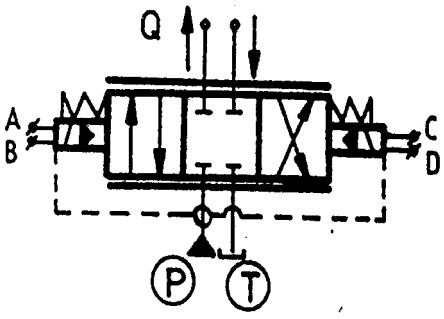


Fig. 13.10. Simbolul simplificat al unui amplificator electrohidraulic bietajat

cu motor de cuplu.

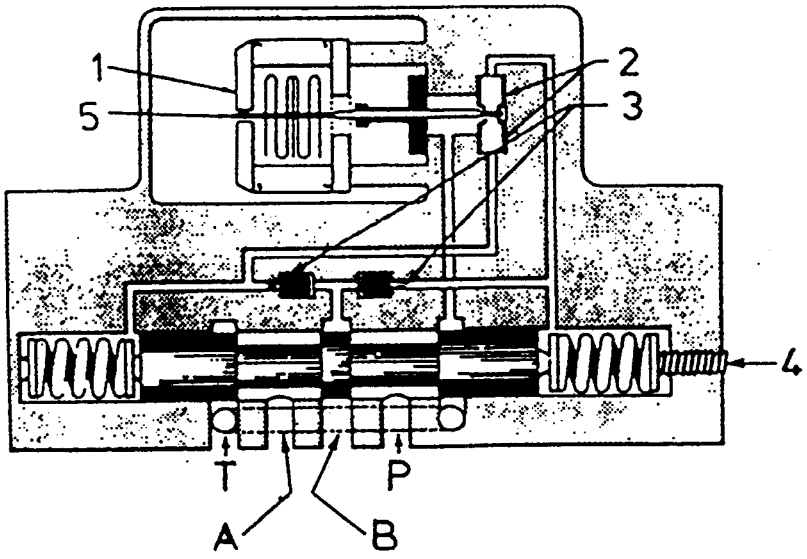


Fig. 13.11. Amplificator electrohidraulic bietajat cu centrare elastică (DOWTY):
1 – motor de cuplu; 2 - ajutaje; 3 - orificii fixe; 4 - şurub pentru reglarea nulului hidraulic; 5 - armătură mobilă

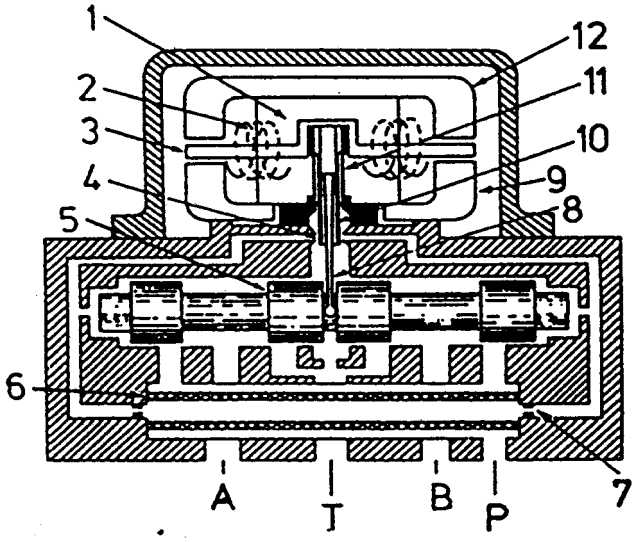
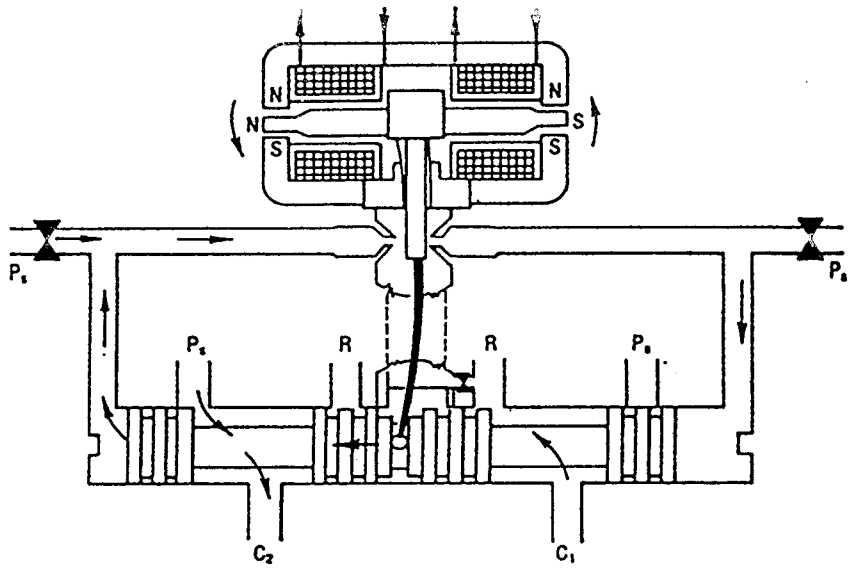
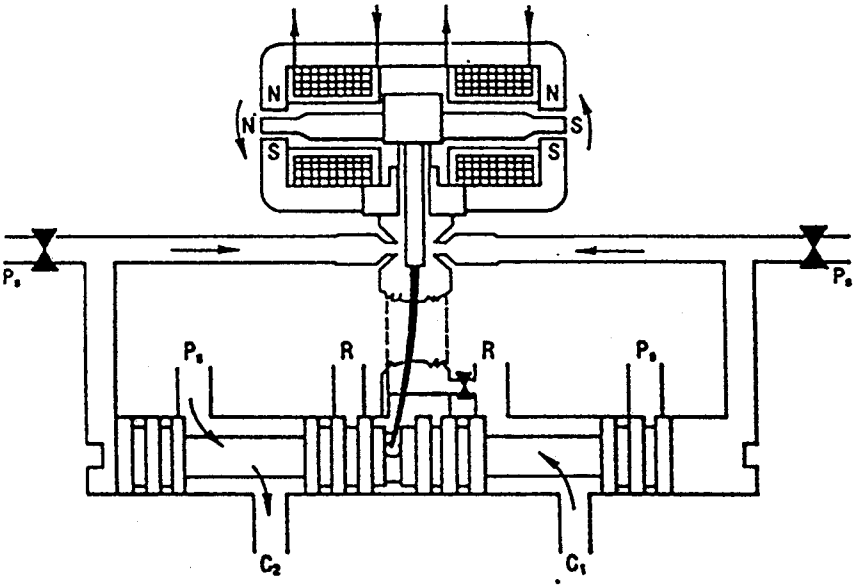


Fig. 13.12. Amplificator electrohidraulic bietajat cu reacţie de forţă (MOOG): 1 - magnet permanent; 2 - bobină; 3 - armătură mobilă; 4 - ajutaj; 5 - sertar; 6 - filtru; 7 – orificiu fix; 8 - pârghie de reacţie; 9 - piesă polară inferioară; 10 - paletă; 11 – tub elastic; 12 - piesă polară superioară.



a)



b)

Fig. 13.13. Schema funcțională a unui amplificator electrohidraulic bietajat cu reacție de forță:
a) faza inițială corespunzătoare aplicării unui semnal treaptă de curent; b) starea finală.

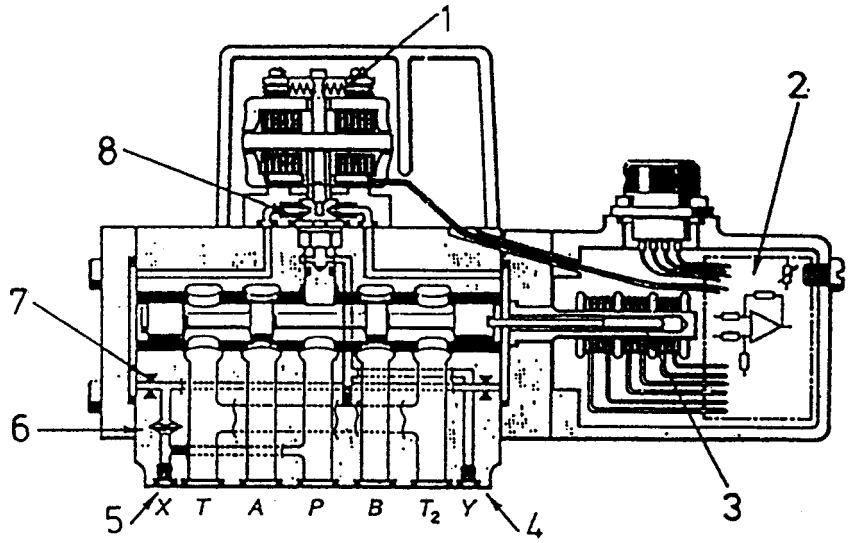


Fig. 13.14. Amplificator electrohidraulic bietajat cu reacție electrică (MOOG):
1 - sistem de reglare a nulului; 2 - amplificator electronic integral; 3 - traductor de poziție inductiv; 4 - drenajul extern al etajului de comandă; 5 - racordul de alimentare al etajului de comandă; 6 - filtru; 7 - orificiu fix; 8 - ajutaj.

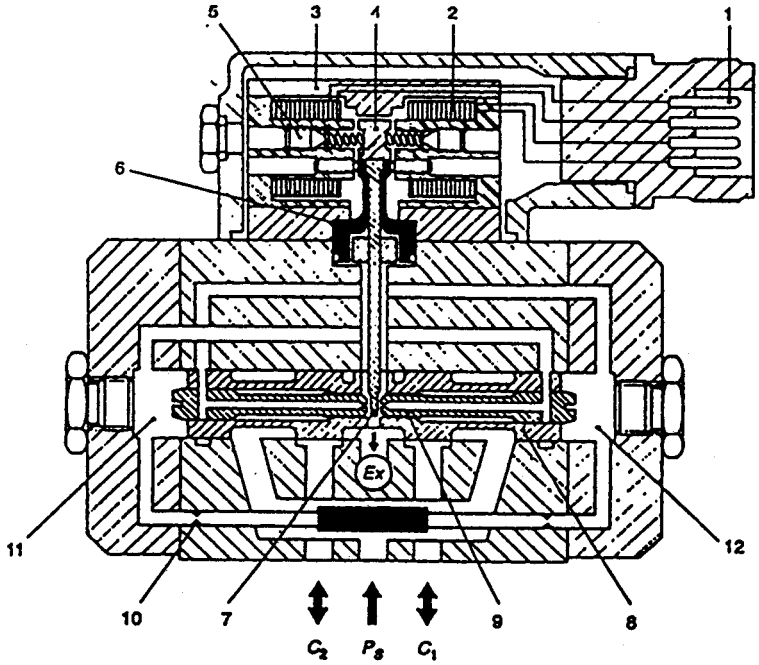


Fig. 13.15. Amplificator electrohidraulic bietajat cu reacție directă (PEGASUS):
1 - mufă; 2 - bobină; 3 - piesă polară; 4 - armătură mobilă; 5 - șurub de reglare a nulului; 6 - element elastic; 7 - paletă; 8 - bucșă; 9 - ajutaj; 10 - orificiu fix; 11, 12 - camere de comandă pentru sertar.

Pentru a micşora insensibilitatea sertarului şi implicit histerezisul amplificatorului, peste semnalul de comandă se aplică un semnal alternativ de înaltă frecvență, triunghiular sau sinusoidal numit "Dither". Acesta provoacă oscilația axială ciclică a sertarului, eliminând frecarea statică dintre acesta şi bucşă. La debite mari se utilizează amplificatoare cu trei etaje (fig. 13.16).

Caracteristica de regim staționar a unui amplificator cu motor de cuplu (fig. 13.17) este suficient de liniară pentru scopuri practice, dar este marcată de histerezis şi saturație. Pentru o cădere de presiune nulă pe motorul hidraulic ($\Delta p_m = 0$), debitul variază practic liniar cu semnalul de comandă I (fig. 13.17.a); debitul scade parabolic cu sarcina motorului comandat (fig. 13.17.b)

Sensibilitatea amplificatorului, care reprezintă diferența de presiune între racordurile energetice obturate (fig. 13.18) este suficient de mare pentru a asigura o precizie de reglare mare în buclă închisă.

Performanțele dinamice ale amplificatoarelor electrohidraulice cu motor de cuplu sunt foarte bune (fig. 13.19), dar cerințele de filtrare sunt neadecvate pentru scopuri industriale. În figura 13.20 se prezintă soluția constructivă utilizată pe scară largă în aplicații practice.

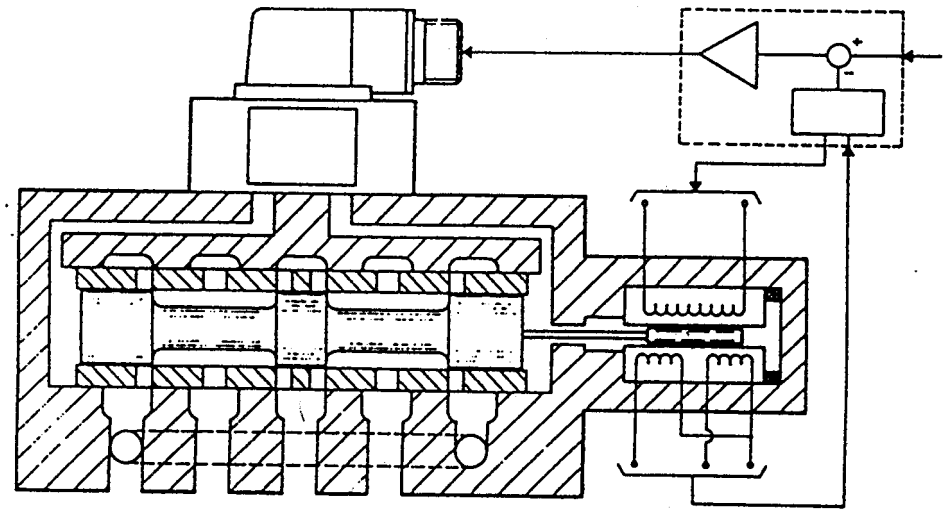
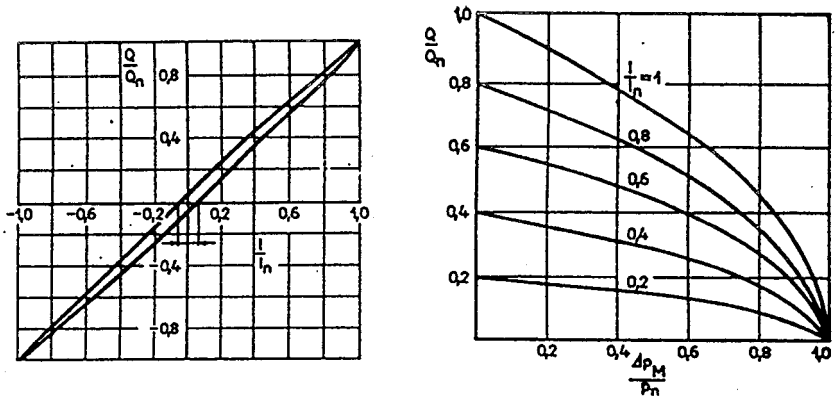


Fig. 13.16. Amplificator electrohidraulic cu trei etaje (MOOG)



a) b)

Fig. 13.17. Comportarea unui amplificator electrohidraulic bietajat cu motor de cuplu în regim staționar:
a) variația debitului relativ în funcție de curentul de comandă relativ;
b) variația debitului relativ în funcție de sarcina relativă a motorului comandat.

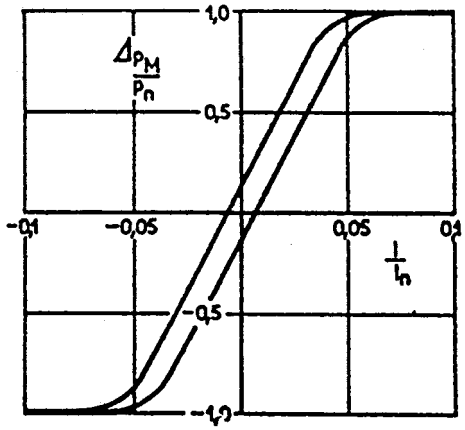


Fig. 13.18. Sensibilitatea amplificatorului.

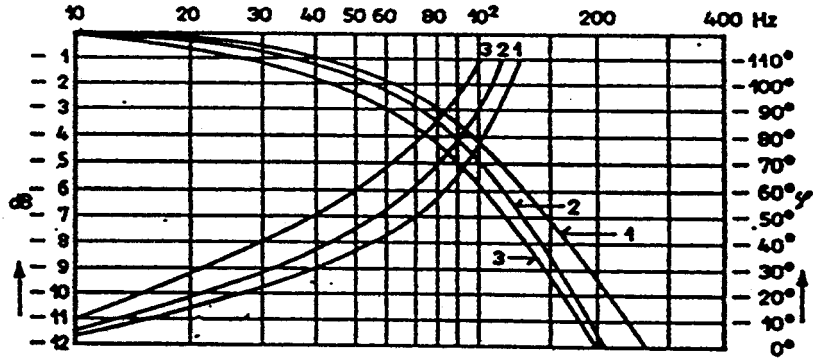


Fig. 13.19 Performanțele dinamice ale unui amplificator electrohidraulic cu motor de cuplu.
1 - Q_N = 6,3 l/min; 2 - Q_N = 40 l/min; Q_N = 63 l/min

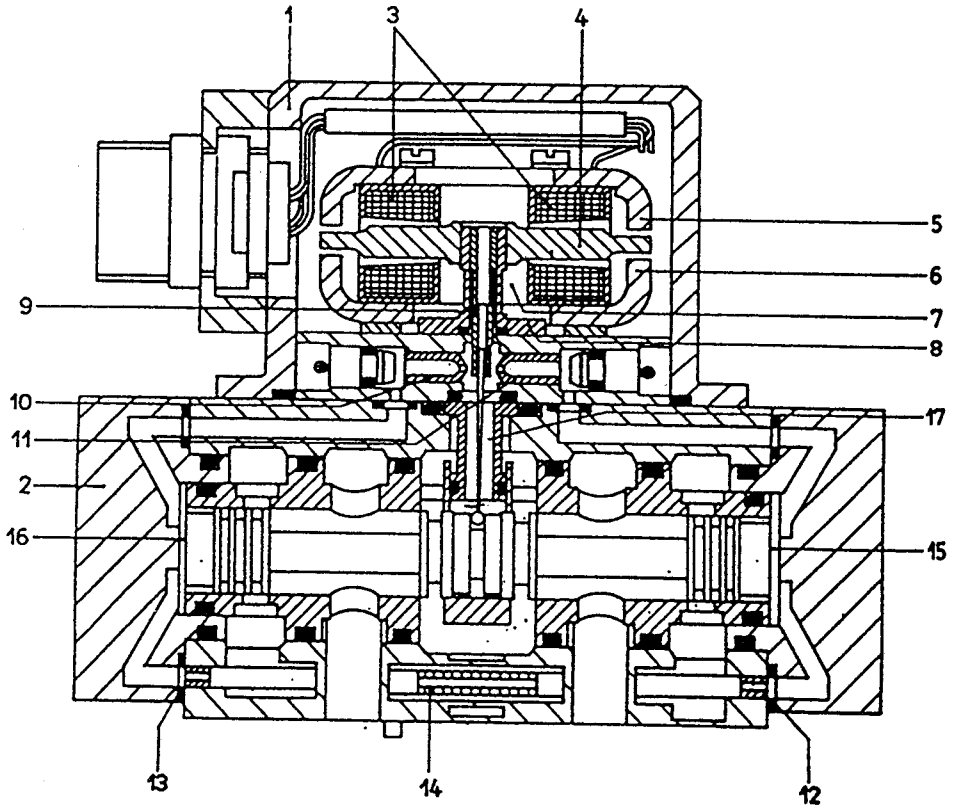


Fig. 13.20. Servovalvă electrohidraulică cu reacţie de forţă:
1 - carcasa motorului de cuplu; 2 - capac; 3 - bobine; 4 - armătura mobilă; 5,6 - armături fixe; 7 - magnet permanent; 8 - element elastic tubular; 9 - paletă; 10,11 - ajutaje; 12,13 - orificii scurte; 14 - filtru; 15 - sertar; 16 - cameră de comandă; 17 - element de etanşare tubular.

13.4. AMPLIFICATOARE ELECTROHIDRAULICE CU ELECTROMAGNEŢI PROPORŢIONALI

Aplicaţiile industriale ale sistemelor de acţionare hidraulică nu permit filtrarea fină a lichidelor funcţionale cu eforturi rezonabile, dar nici nu necesită performanţe dinamice deosebite. Ca urmare amplificatoarele electrohidraulice industriale utilizează electromagneţi proporţionali de forţă sau de cursă pentru comanda directă a sertarelor şi ventilelor elementelor de reglare hidraulice.

a) Un electromagnet proporţional **de forţă** este un electromagnet de curent continuu al cărui circuit magnetic este conceput pentru a asigura proporţionalitatea dintre curentul care parcurge bobina şi forţa furnizată de plunjer. Circuitul magnetic conţine două bariere magnetice realizate din materiale diamagnetice

(alamă sau aluminiu), care obligă liniile de flux magnetic să parcurgă axial plunjerul, limitând disipaţiile magnetice. Soluţia constructivă tipică este prezentată în figura 13.21. Poziţia şi forma barierei magnetice interioare determină esenţial comportarea în regim staţionar.

Lagărele plunjerului sunt realizate din bronz sinterizat şi teflonat sau din materiale compozite pe bază de teflon şi sunt imersate în ulei.

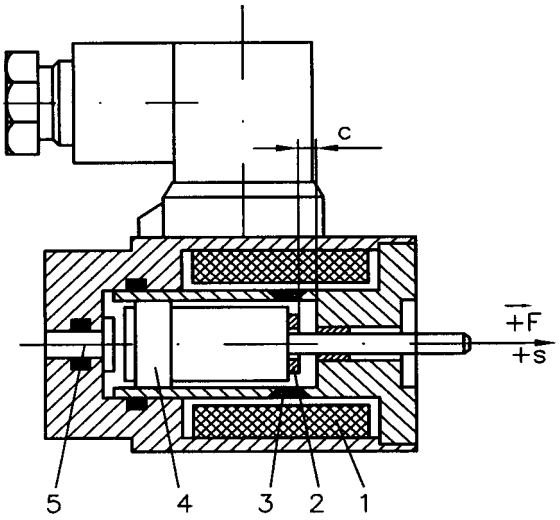


Fig. 13.21. Electromagnet proporţional de forţă:
1 – bobină; 2 – distanţier diamagnetic; 3 – bobină diamagnetică;
4 – plunjer; 5 – piston pentru deblocare manuală a plunjerului.

Forţa electromagnetică tinde să atragă plunjerul în bobină indiferent de sensul curentului în aceasta.

Caracteristica de regim staţionar a unui astfel de electromagnet evidenţiază două aspecte specifice (fig. 13.22):

- forţa furnizată de electromagnet este proporţională cu intensitatea curentului de comandă, relaţia forţă - curent fiind marcată de un prag şi de un histerezis de ordinul a 4%;

- forţa furnizată de electromagnet este independentă de poziţia plunjerului, pentru o cursă s a acestuia de ordinul a 1,5 mm. Dacă alimentarea bobinei se face la 12 V, curentul maxim de comandă este cuprins între 1,6 şi 2,8 A; forţa maximă furnizată este cuprinsă între 80 şi 170 N, iar curentul de premagnetizare, care corespunde pragului caracteristicii, este cuprins între 15% şi 20% din valoarea nominală a curentului.

Electromagneţii proporţionali de forţă pot fi utilizaţi pentru comanda supapelor normal-închise, a supapelor normal-deschise şi pentru comanda distribuitoarelor electrohidraulice monoetajate sau bietajate.

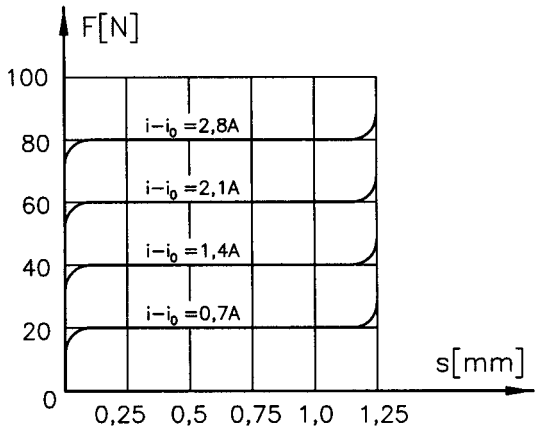


Fig. 13.22. Caracteristica de regim staționar a unui electromagnet proporțional de forță.

Electromagnetul proporțional poate înlocui resortul unei supape normal-închise cu ventil conic (fig. 13.23); ventilul este ghidat de alezaj, evacuarea lichidului la rezervor realizându-se prin crestături longitudinale. Caracteristica de regim staționar a unei astfel de supape este practic liniară(fig. 13.24,a), dar are un prag de 15% ... 20% din curentul nominal şi un histerezis de 5 – 6 %. Caracteristica corespunde alimentării supapei la debit constant cu o pompă de mică capacitate.

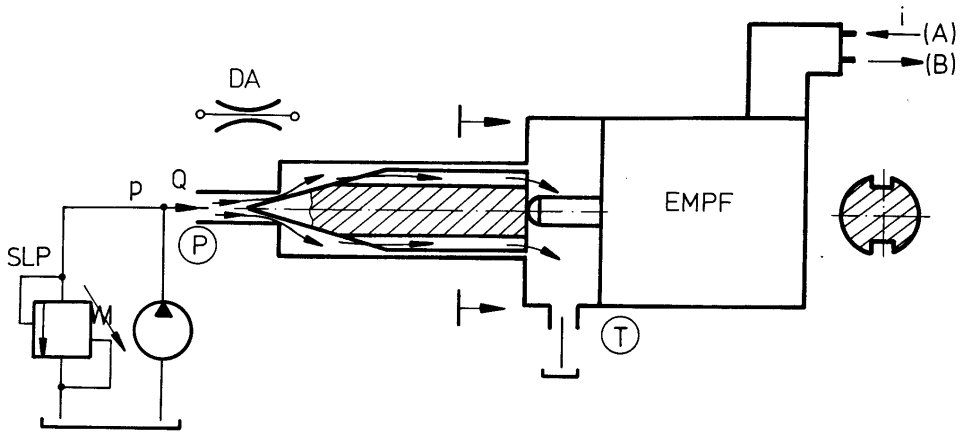
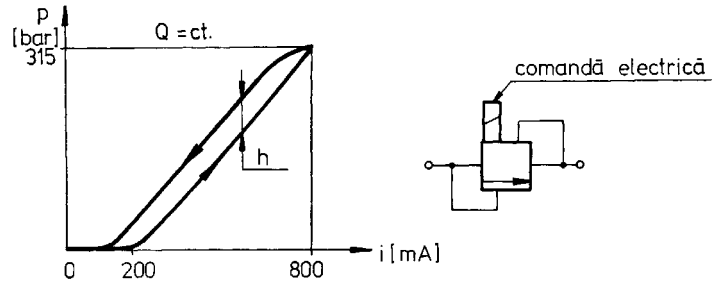


Fig. 13.23. Supapă proporțională normal-închisă.

Această supapă se produce uzual pentru o presiune cuprinsă între 200 şi 320 bar şi un debit nominal de cca 6 l/min. Ea poate fi utilizată atât independent, cât şi ca pilot în cadrul supapelor pilotate, în paralel cu un pilot mecanohidraulic. Simbolul unei supape normal-închise proporționale este prezentat în figura 13.24,b.



a) b)

Fig. 13.24. Caracteristica de regim staţionar şi simbolul unei supape proporţionale normal-închise.

Electromagnetul proporţional de forţă poate înlocui resortul unei supape normal-deschise (fig. 13.25). De fapt, o astfel de supapă este un distribuitor cu trei racorduri (P, A, T) şi trei poziţii, cu reacţie de presiune din racordul în care se reglează presiunea.

În regim staţionar, forţa furnizată de electromagnet este echilibrată de forţa de presiune pe suprafaţa sertarului corespunzătoare racordului în care se reglează presiunea. La aplicarea unui curent de comandă, plunjerul împinge sertarul în sensul realizării legăturii P→A. Lichidul furnizat de o sursă de presiune constantă curge spre motorul hidraulic alimentat de supapă. Dacă motorul este un cilindru hidraulic cu simplu efect şi revenire elastică, presiunea din racordul A creşte pe măsura deplasării pistonului. Forţa de presiune pe sertar împinge sertarul împotriva electromagnetului până când întrerupe conexiunea P→A.

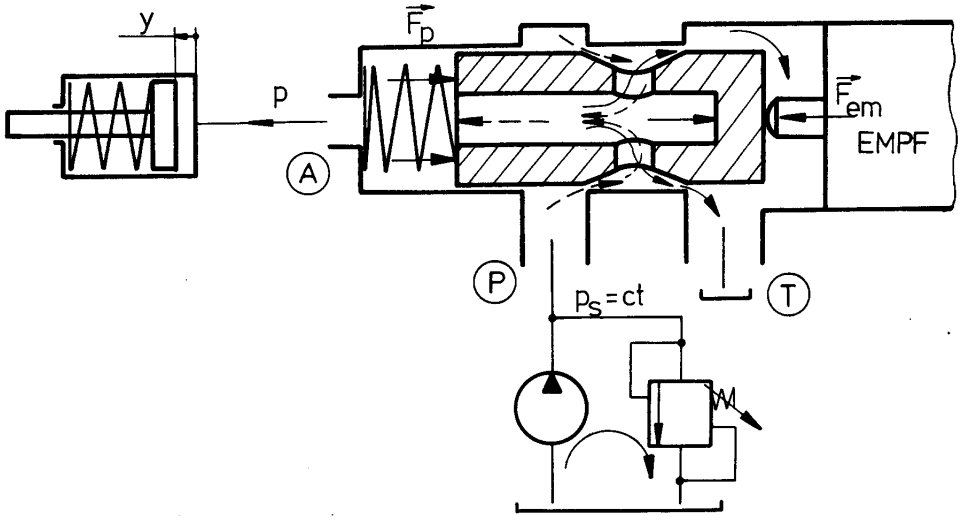


Fig. 13.25. Supapă proporţională normal-deschisă.

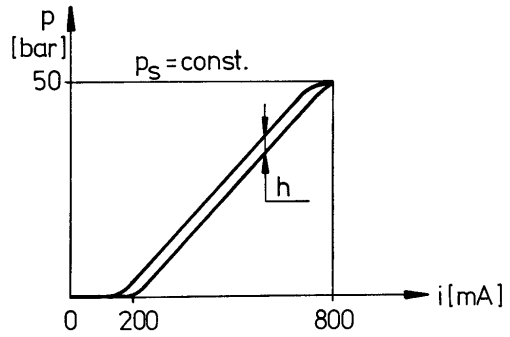


Fig. 13.26. Caracteristica de regim staţionar a unei supape proporţionale normal-deschise.

La scăderea curentului de comandă, forţa de presiune pe sertar provoacă mişcarea acestuia împotriva electromagnetului, realizând conexiunea A→T până la atingerea unui nou echilibru. Astfel, se obţine proporţionalitatea dintre curentul de comandă şi presiunea în racordul A (fig. 13.26). Histerezisul caracteristicii electromagnetului se transferă şi asupra caracteristicii supapei în ansamblu.

În figura 13.27 se prezintă simbolul detaliat şi simbolul simplificat al supapei analizate.

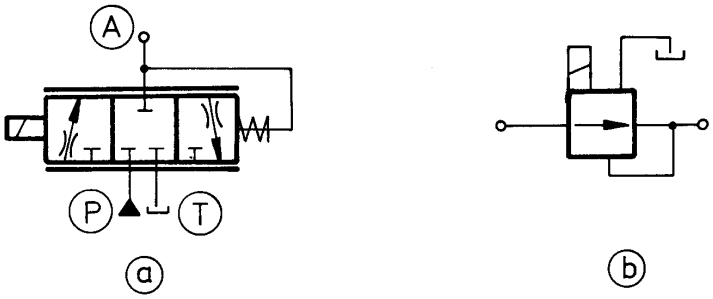


Fig. 13.27. Simbolizarea supapelor proporţionale normal-deschise: a) completă; b) simplificată.

Supapele proporţionale normal-deschise pot fi utilizate pentru comanda motoarelor hidraulice liniare cu revenire elastică. O aplicaţie tipică de acest gen este reglarea capacităţii pompelor cu pistoane axiale, cu pistoane radiale şi cu palete culisante. Cea mai importantă aplicaţie a acestor supape rămâne însă comanda hidraulică a distribuitoarelor de reglare, având diametrul nominal al orificiilor cuprins între 10 şi 32 mm. În acest scop se utilizează supape duble (fig. 13.28), iar sertarele distribuitoarelor sunt prevăzute cu crestături triunghiulare pentru reglarea progresivă a debitului (fig. 13.29).

Caracteristicile acestor distribuitoare sunt neliniare, dar posibilitatea reglării continue a debitului este de mare utilitate practică.

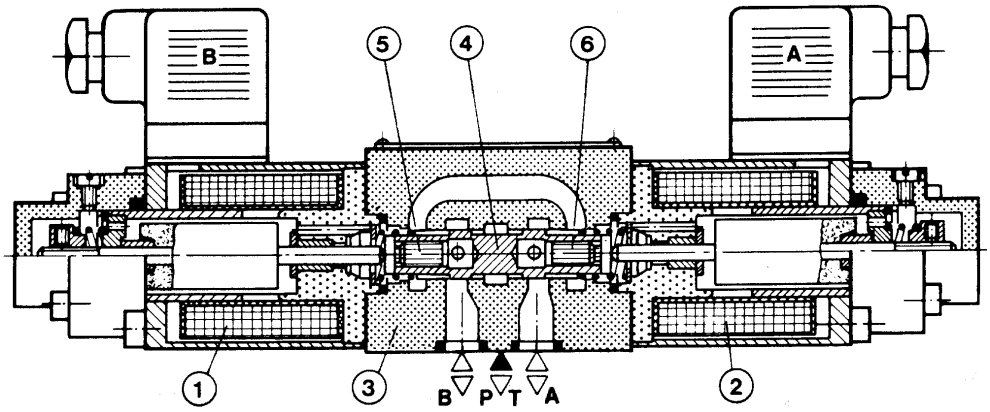


Fig. 13.28. Supapă proporțională normal-deschisă dublă (REXROTH):
1, 2 - bobine; 3 - corp; 4 – sertar; 5, 6 - pistoane de reacție.

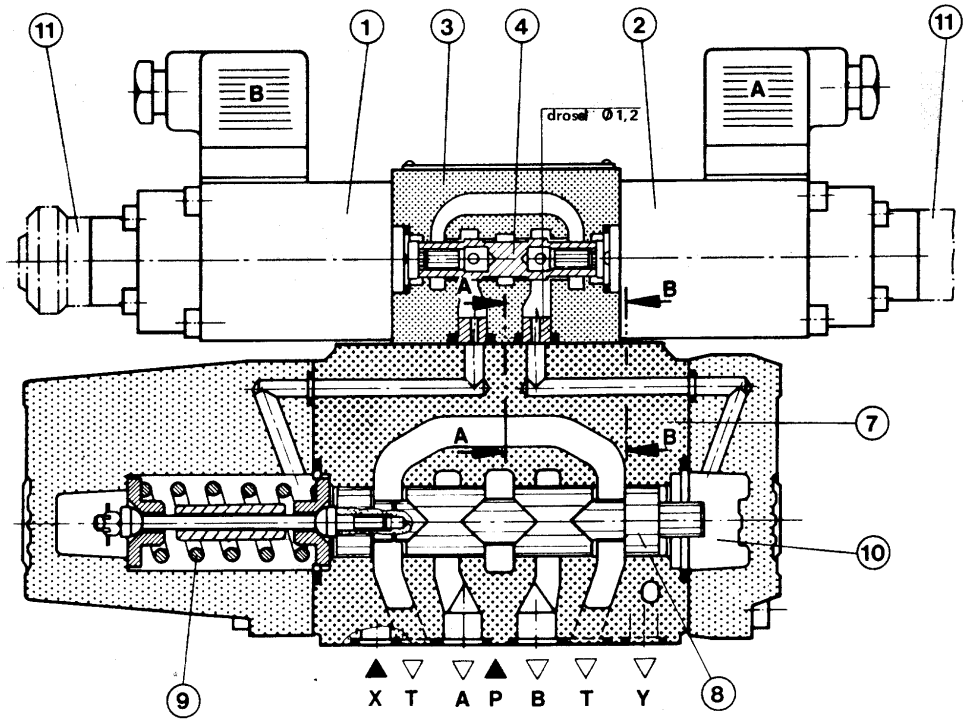


Fig. 13.29. Distribuitor proporțional bietajat (REXROTH):
1, 2 - electromagnet proporțional de forță; 3 - corpul pilotului; 4 - sertarul pilotului; 7 - corpul etajului de putere; 8 - sertarul etajului de putere; 9 - resort; 10 - camera de comandă; 11 - buton de comandă manuală (deblocare).

Electromagneții proporționali de forță uzuali pot comanda direct sertarele prevăzute cu crestături profilate ale distribuitoarelor proporționale neliniare monoetajate (fig. 13.30) destinate debitelor mici (< 18 l/min). În cazul supapelor concepute ca piloți pentru supapele bietajate, electromagneții proporționali de forță pot comanda ventilele conice şi prin intermediul unor resoarte de rigiditate relativ mare (fig. 13.31).

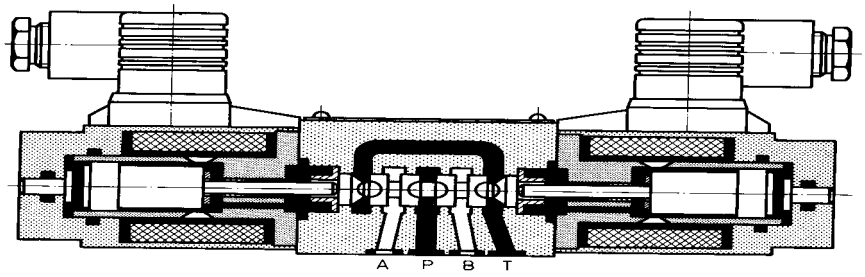


Fig. 13.30. Distribuitor proporțional monoetajat.

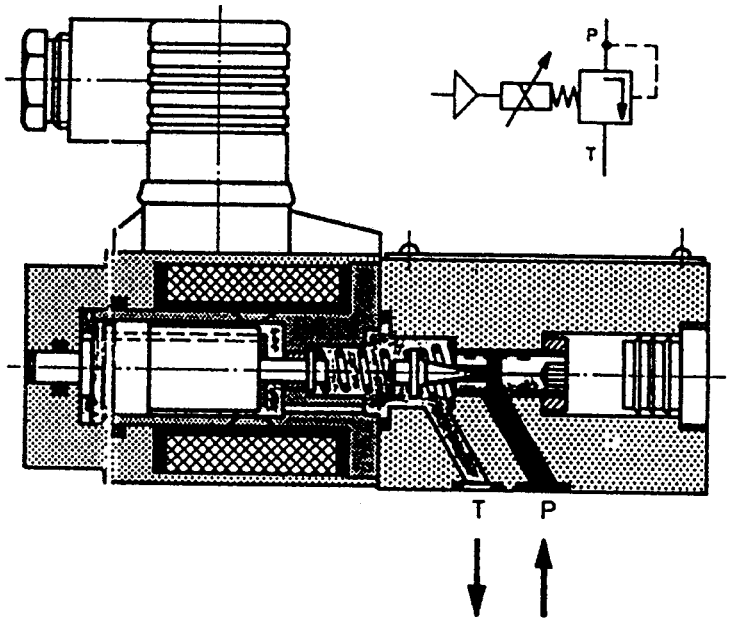


Fig. 13.31. Supapă proporțională normal-închisă concepută ca pilot.

b) Electromagnetul proporțional **de cursă** este format dintr-un electromagnet proporțional de forță, un trauctor de poziție inductiv şi un servomotor. Miezul traductorului de poziție este solidar cu plunjerul electromagnetului (fig. 13.32). Servocontrolerul include o sursă stabilizată de

curent continuu (12 sau 24 V), o punte tensometrică inductivă, un convertor tensiune-curent şi un generator de semnal "Diether". Reacţia de poziţie permite reglarea cursei plunjerului cu o precizie suficient de mare pentru sistemele automate industriale, histerezisul caracteristicii statice fiind de ordinul a 0,2%. Forţa disponibilă pentru comanda elementelor mecano-hidraulice depinde de poziţia plunjerului (fig. 13.33), atingând 160 N la dimensiuni relativ mici, adecvate amplificatoarelor electrohidraulice proporţionale din gama DN6 – DN10. Cursa disponibilă pentru comandă este cuprinsă între 3 şi 5 mm, în funcţie de dimensiunea caracteristică a plunjerului. Electromagneţii proporţionali de cursă sunt utilizaţi îndeosebi pentru comanda distribuitoarelor cu patru căi. Dacă acoperirea sertarelor este pozitivă şi frecvenţa de lucru este relativ mică, se utilizează pentru comanda sertarelor cu crestături profilate un electromagnet proporţional de forţă şi un electromagnet proporţional de cursă (fig. 13.34). Caracteristica statică are un prag suficient de mare pentru a limita scurgerile interne la o valoare acceptabilă.

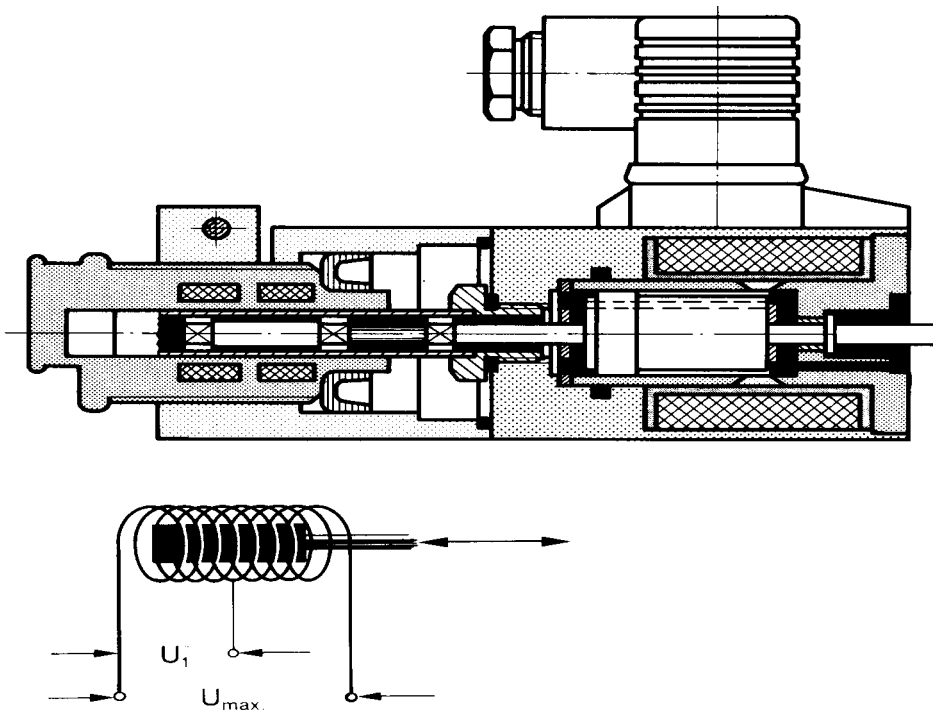


Fig. 13.32 Electromagnet proporţional de cursă (BOSCH).

Dacă dinamica procesului reglat este rapidă se utilizează sertare cu acoperire critică, comandate de un electromagnet proporţional de forţă a cărui principală sarcină este un resort elicoidal (fig. 13.35). Subansamblul sertar-bucşă este practic identic cu cel utilizat la servovalvele cu motor de cuplu, asigurând o caracteristică statică practic liniară (fig. 13.36).

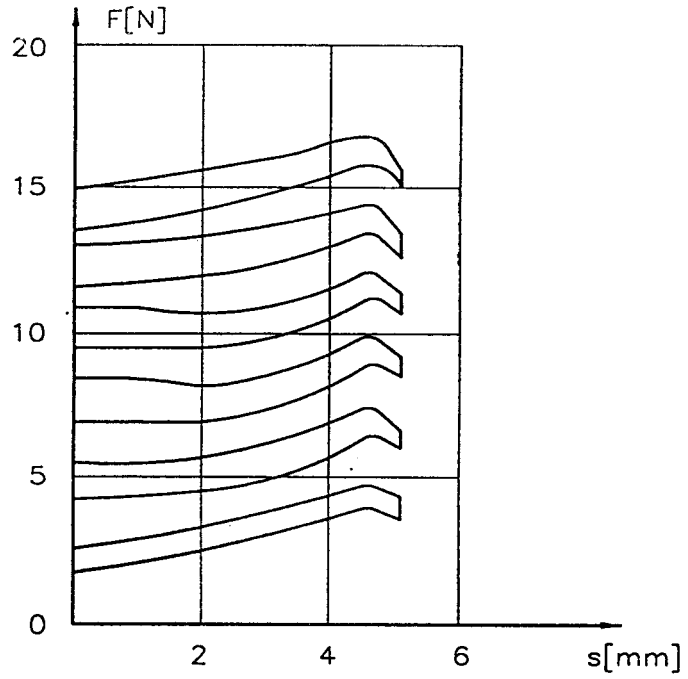


Fig. 13.33. Caracteristica de forță a unui electromagnet proporțional de cursă.

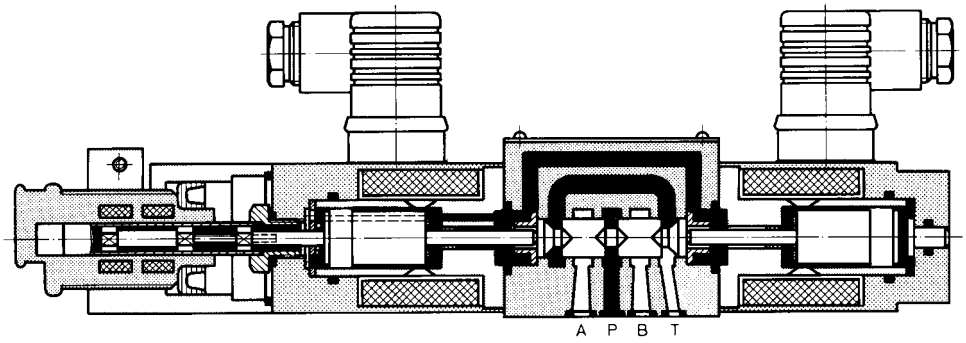


Fig. 13.34. Distribuitor proporțional pentru sisteme de reglare automată lent.

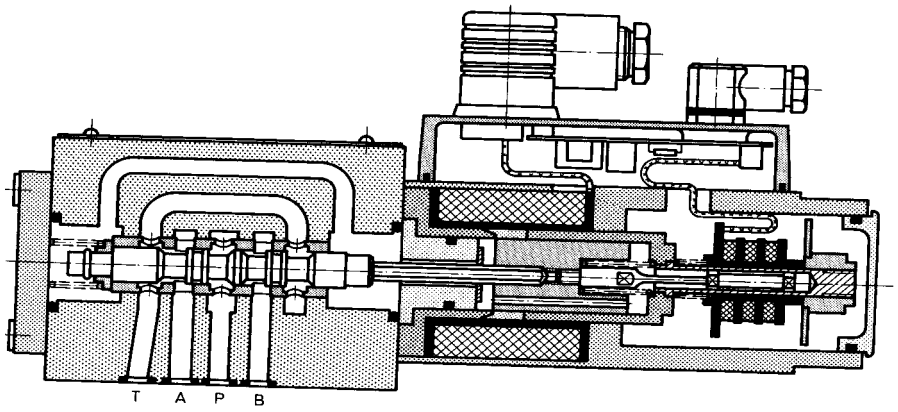


Fig. 13.35. Distribuitor proporțional rapid (BOSCH).

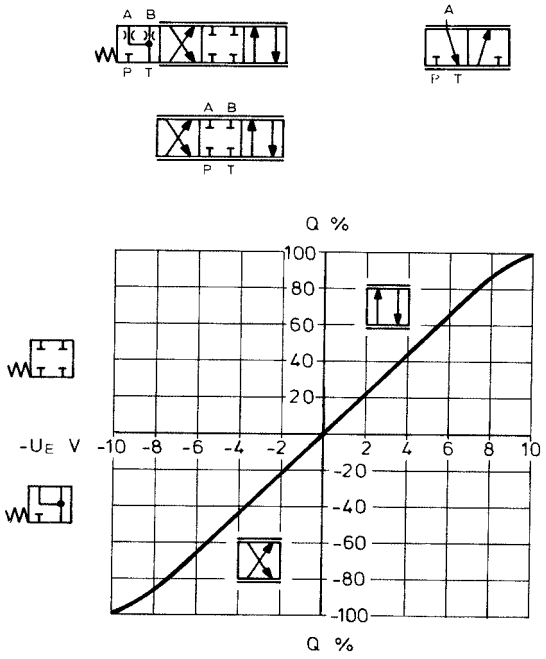
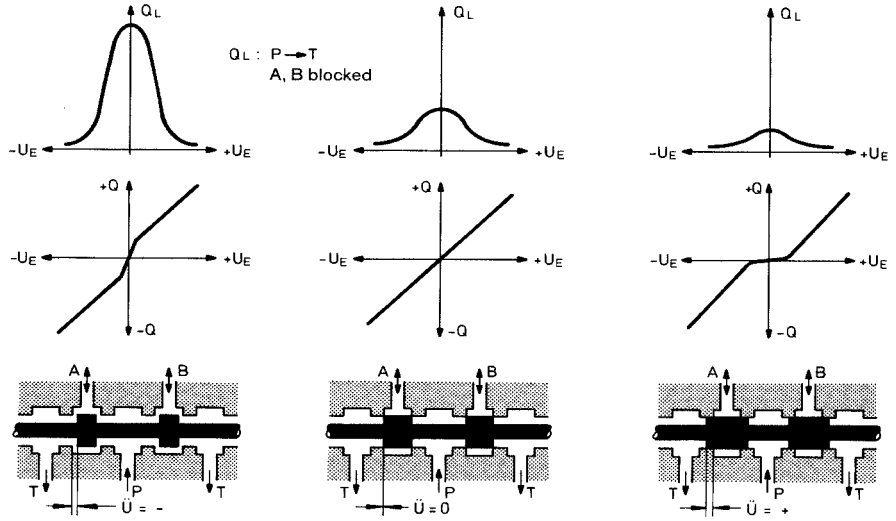


Fig. 13.36. Caracteristica statică a unui distribuitor proporțional rapid.

Prin modificarea cu 5 … 50 μm a acoperirii distribuitorului se pot obține caracteristici statice adecvate oricărei aplicații industriale. Variația debitului de scurgeri interne în poziția centrală, Q_L, în funcție de tensiunea de comandă U_E, este influențat foarte mult de mărimea și semnul acoperirii (fig. 13.37). Sensibilitatea în presiune a acestor distribuitoare este similară servovalvelor (fig. 13.38).



a) b) c)

Fig. 13.37. Influența acoperirii distribuitorului asupra comportării statice: a) acoperire negativă; b) acoperire nulă; c) acoperire pozitivă.

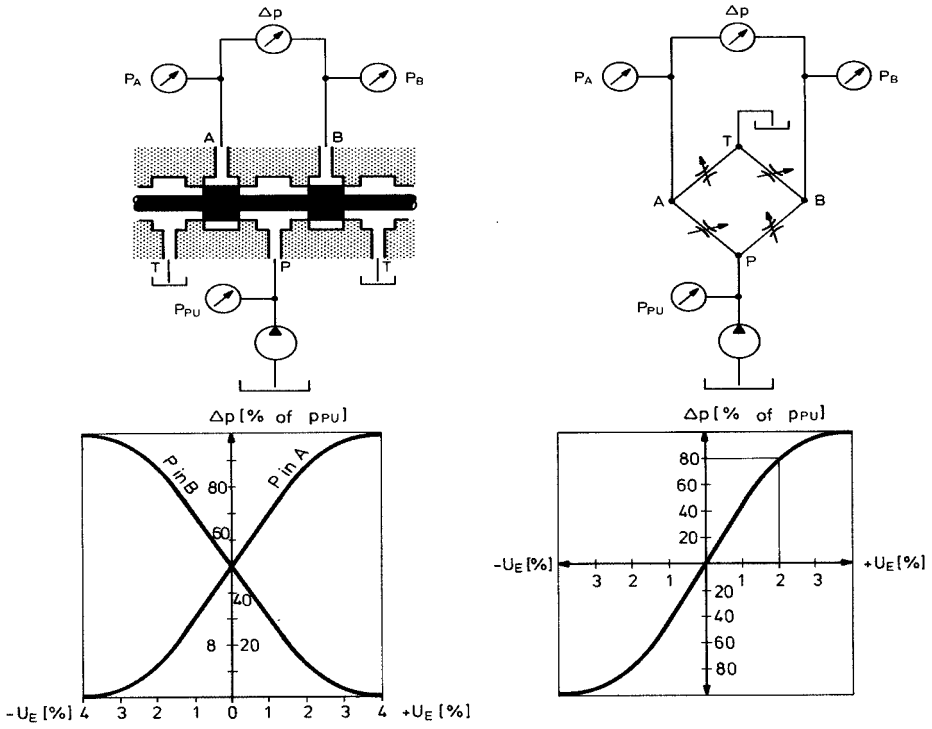


Fig. 13.38. Sensibilitatea în presiune a distribuitoarelor de reglare.

Comportarea dinamică situează distribuitoarele proporționale rapide în domeniul servovalvelor industriale (fig. 13.39).

La debite mari, distribuitoarele proporționale au mai multe etaje, fiecare etaj fiind prevăzut cu traductor de poziție inductiv (fig. 13.40).

Distribuitoarele proporționale rapide moderne (fig. 13.41) înglobează interfața şi electronica compatibilă cu echipamentele de comandă numerică (automate programabile sau calculatoare industriale).

Electromagneții proporționali de cursă sunt utilizați şi în structura supapelor normal – închise (fig. 13.42), simple sau pilotate. Datorită performanțelor ridicate, amplificatoarele hidraulice proporționale modulare vor înlocui complet servovalvele cu motor de cuplu în aplicațiile industriale.

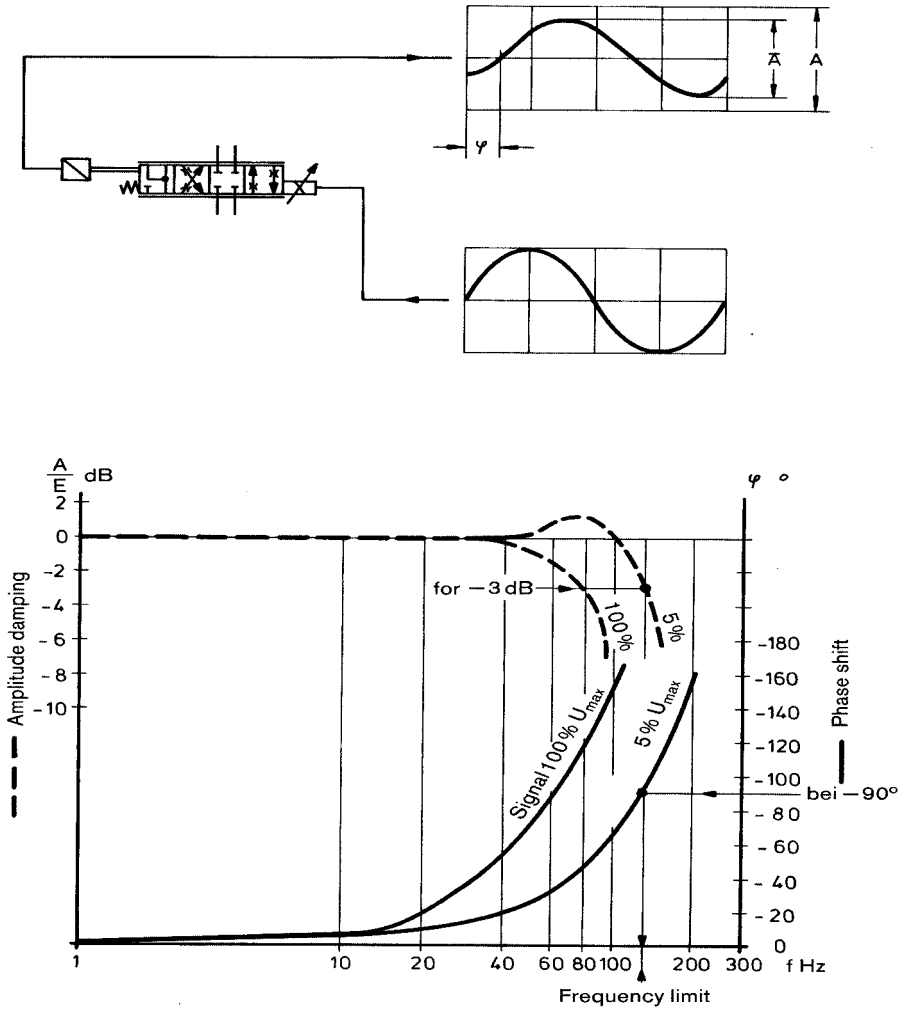


Fig. 13.39. Răspunsul în frecvență al distribuitoarelor proporționale rapide.

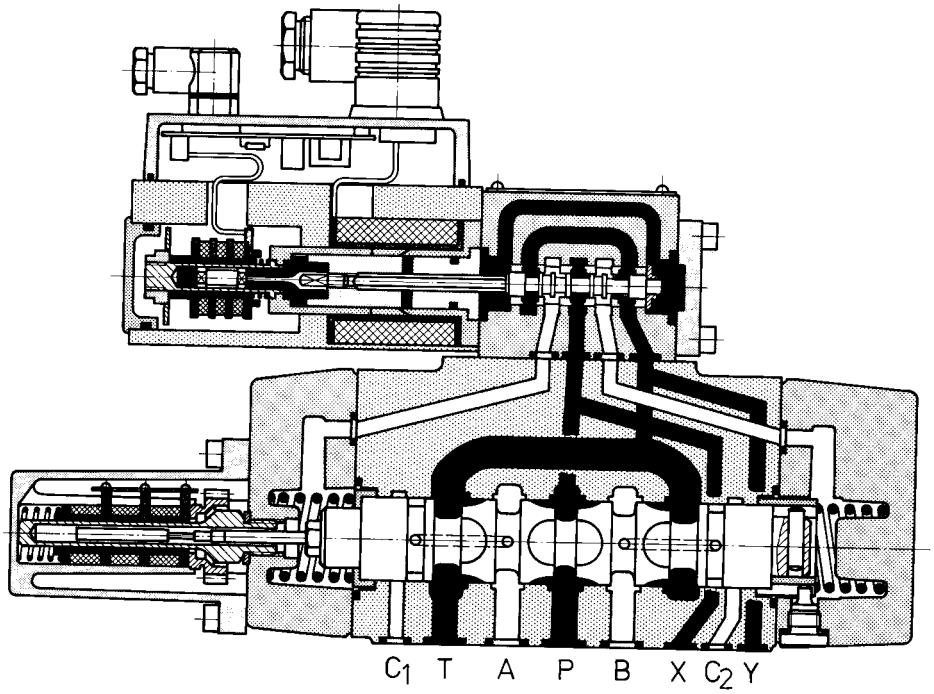


Fig. 13.40. Distribuitor proporțional rapid bietajat (BOSCH)

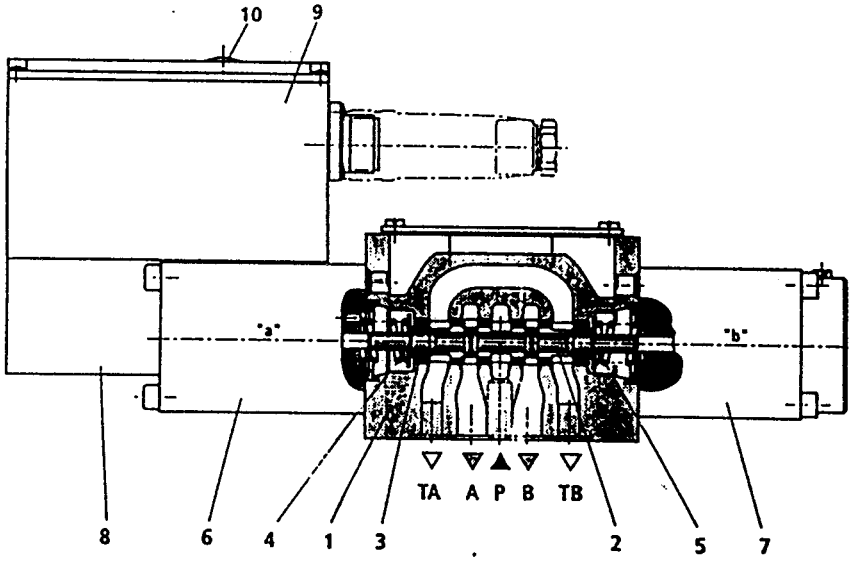


Fig. 13.41. Distribuitor proporțional rapid cu servocontroler incorporat (BOSCH): 1 - corpul distribuitorului; 2 - sertar; 3 - bucşă de distribuție; 4, 5 - resort de centrare a sertarului; 6, 7 - electromagneți proporționali; 8 - traductor de poziție inductivi; 9 - servocontroler; 10 - şurub pentru reglarea nulului electric.

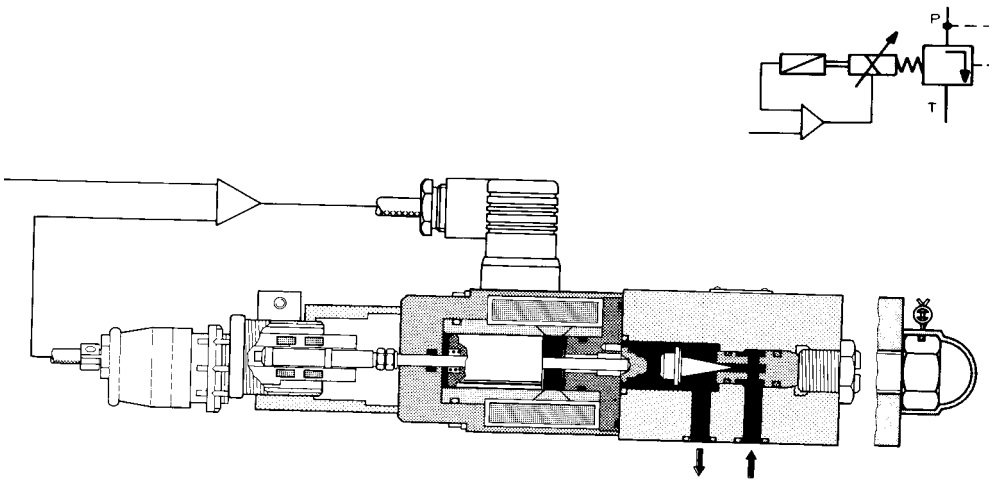


Fig. 13.42. Supapă proporțională condusă cu electromagnet proporțional de forță.

Aplicația 13.1. Determinarea caracteristicii de regim staționar a unui amplificator electrohidraulic rapid cu reacție elastică

Caracteristica de regim staționar a unui amplificator electrohidraulic "de debit" reprezintă dependența funcțională dintre debitul ce parcurge amplificatorul, intensitatea curentului de comandă şi căderea de presiune între racordurile energetice:

$$Q = Q\left(i, P\right) \tag{13.1.1}$$

Se consideră sistemul din figura A.13.1-1, care cuprinde un motor de cuplu, un preamplificator cu ajutaje şi paletă, un distribuitor de reglare cu centrul închis critic şi centrare elastică şi un motor volumic rotativ.

Se admite că motorul de cuplu are o caracteristică liniară, al cărei singur parametru este panta K_i:

$$x\left(i\right) = K_i \cdot i \tag{13.1.2}$$

Deschiderile celor două ajutaje variază în opoziție:

$$x_{a1} = x_a - x \tag{13.1.3}$$

$$x_{a2} = x_a + x \tag{13.1.4}$$

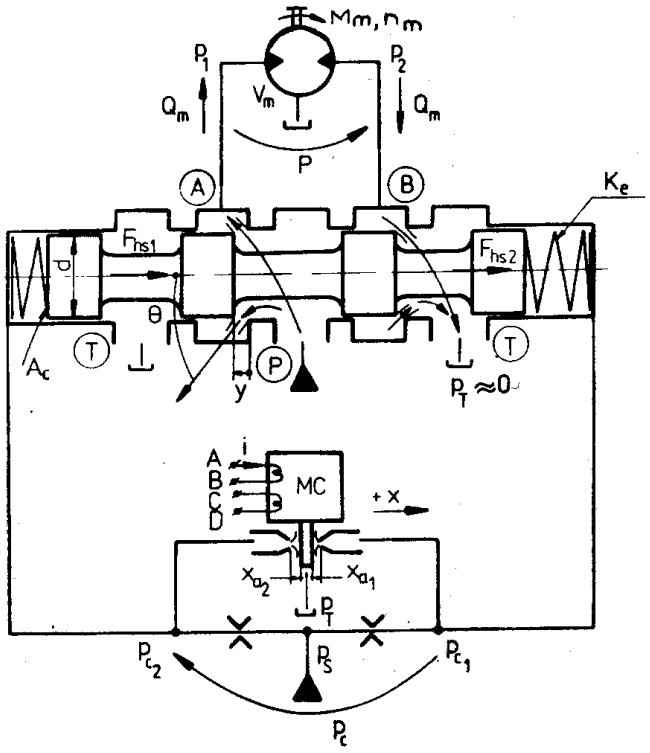


Fig. A.13.1-1. Servovalvă electrohidraulică bietajată cu centrare elastică.

Acestor deschideri le corespund următoarele presiuni în camerele de comandă ale distribuitorului:

$$P_{c1}(i) = \frac{p_s}{1 + 64\dfrac{(x_a - x)^2}{d_0^2}} \tag{13.1.5}$$

$$P_{c2}(i) = \frac{p_s}{1 + 64\dfrac{(x_a + x)^2}{d_0^2}} \tag{13.1.6}$$

Diferența acestor presiuni comandă sertarul:

$$p_c(i) = p_{c1}(i) - p_{c2}(i) \tag{13.1.7}$$

Ecuația de echilibru static a sertarului este

$$F_c = F_e + F_{hs} \tag{13.1.8}$$

unde: F_c este forța de comandă hidraulică; F_e - forța elastică dezvoltată de cele două resoarte; F_{hs} - forța hidrodinamică de regim staționar asupra sertarului.

Forța de comandă este:

$$F_c = p_c \cdot A_c \tag{13.1.9}$$

unde $A_c = \pi d^2/4$, reprezintă aria de comandă a sertarului.

Pentru calculul rezultantei forțelor elastice (fig. A.13.1-2) se admite că resoartele sunt simetrice în poziția neutră a sertarului. În cazul deplasării acestuia cu distanța y, forțele elastice devin:

$$F_{e1} = K_e\left(y_{0e} - y\right) = K_e \cdot y_{0e} - K_e \cdot y \tag{13.1.10}$$

$$F_{e2} = K_e\left(y_{0e} + y\right) = K_e \cdot y_{0e} + K_e \cdot y \tag{13.1.11}$$

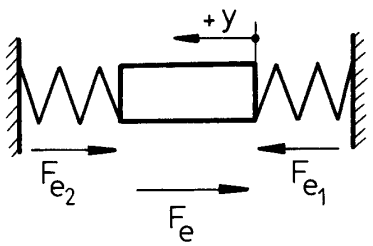


Fig. A.13.1-2. Schema pentru calculul forței elastice.

Rezultanta forțelor elastice nu depinde de precomprimarea resoartelor, fiind proporțională cu deplasarea sertarului:

$$F_e = F_{e2} - F_{e1} = 2K_e \cdot y \tag{13.1.12}$$

Forța hidrodinamică de regim staționar rezultă prin însumarea forțelor corespunzătoare celor două drosele cu sertar cilindric care alcătuiesc distribuitorul:

$$F_{hs1} = 2\pi \cdot d \cdot y \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot \left(p_s - p_1\right) \tag{13.1.13}$$

$$F_{hs2} = 2\pi \cdot d \cdot y \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot \left(p_2 - p_T\right) \tag{13.1.14}$$

Forța rezultantă este:

$$F_{hs} = F_{hs1} + F_{hs2} = 2\pi \cdot d \cdot y \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot \left(p_s - p_1 + p_2\right) \tag{13.1.15}$$

Se notează cu P căderea de presiune pe motorul hidraulic alimentat şi drenat prin orificiile energetice:

$$P = p_1 - p_2 \tag{13.1.16}$$

Expresia forței hidrodinamice devine:

$$F_{hs} = 2\pi \cdot d \cdot y \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \cdot (p_s - P) = K_{hs} \cdot y(p_s - P) \qquad (13.1.17)$$

unde K_{hs} este constanta forței hidrodinamice de regim staționar,

$$K_{hs} = 2\pi \cdot d \cdot c_d \cdot c_v \cdot \cos\theta \qquad (13.1.18)$$

Ecuația de echilibru static a sertarului devine:

$$A_c \cdot p_c = 2K_e \cdot y + K_{hs}(p_s - P) \cdot y \qquad (13.1.19)$$

Rezultă poziția sertarului:

$$y(i,P) = \frac{A_c p_c(i)}{2K_e + K_{hs}(p_s - P)} \qquad (13.1.20)$$

Considerând într-o primă aproximație motorul hidraulic volumic rotativ ideal, se poate calcula căderea de presiune în funcție de momentul rezistent:

$$M_m = \frac{V_m \cdot P}{2\pi} \qquad (13.1.21)$$

sau

$$P = \frac{2\pi}{V_m} M_m \qquad (13.1.22)$$

Se înlocuieşte expresia momentului în ecuația deschiderii:

$$y(i,P) = \frac{A_c \cdot p_c(i)}{2K_e + K_{hs}\left(p_s - \frac{2\pi \cdot M_m}{V_m}\right)} \qquad (13.1.23)$$

Caracteristica distribuitorului de reglare este:

$$Q_m(i,P) = \pi \cdot d \cdot c_d \cdot y(i,P) \cdot \left(\frac{p_s - P}{\rho}\right)^{0,5} \qquad (13.1.24)$$

Se introduc în această relație expresiile deplasării sertarului şi căderii de presiune pe motor, rezultând caracteristica căutată:

$$Q_m(i,M_m) = \pi \cdot d \cdot c_c \frac{A_c \cdot p_c(i)}{2K_e + K_{hs}\left(p_s - \frac{2\pi M_m}{V_m}\right)} \cdot \left[\left(p_s - \frac{2\pi M_m}{V_m}\right)/\rho\right]^{0,5} \qquad (13.1.25)$$

Turația motorului hidraulic rezultă din relația:

$$n_m = \frac{Q_m}{V_m} \tag{13.1.26}$$

În coordonate adimensionale, caracteristica amplificatorului şi motorului are forma din figura A.13.1-3. Debitul amplificatorului variază practic liniar cu intensitatea curentului de comandă. Efectul forței hidrodinamice poate fi atenuat prin utilizarea unor resoarte foarte rigide.

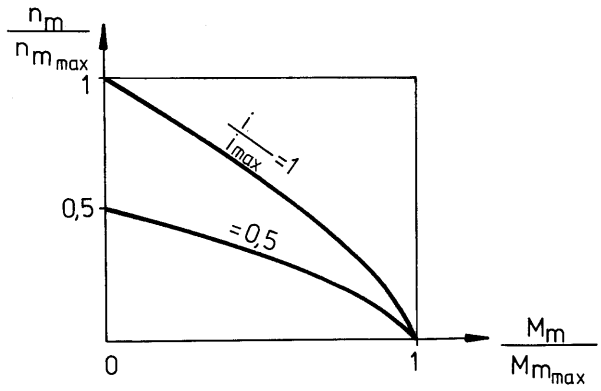


Fig. A.13.1-3. Caracteristica de regim staționar a unui amplificator electrohidraulic bietajat cu centrare elastică.

14

SERVOMECANISME MECANOHIDRAULICE

14.1. DEFINIRE ŞI CLASIFICARE

Servomecanismele sunt sisteme automate de reglare a poziţiei. Aceeaşi denumire este utilizată în practică şi pentru sistemele de reglare automată a forţei sau momentului.

Servomecanismele hidraulice şi pneumatice utilizează elemente de execuţie hidraulice, respectiv pneumatice. Ele sunt larg utilizate în practică pentru amplificarea forţei sau momentului, având ca principală caracteristică proporţionalitatea dintre mărimea de intrare (poziţie sau tensiune) şi mărimea de ieşire (poziţie, forţă sau moment) în regim staţionar.

Principalele avantaje oferite de aceste sisteme sunt:

- amplificare mare în putere;
- comportare dinamică excelentă;
- putere specifică superioară tuturor celorlalte tipuri de servomecanisme.

Ca urmare, aplicaţiile servomecanismelor hidraulice şi pneumatice sunt extrem de diverse, ele fiind încorporate în:

- sistemele de direcţie ale autovehiculelor şi utilajelor mobile de toate tipurile, ale submarinelor, navelor, aeronavelor, rachetelor şi vehiculelor spaţiale;
- regulatoarele de turaţie şi putere ale tuturor maşinilor de forţă moderne;
- sistemele de prelucrare prin copiere ale maşinilor-unelte;
- dispozitivele de reglare ale transmisiilor hidrostatice şi hidrodinamice;
- simulatoarele de solicitări dinamice performante;
- sistemele de reglare automată a grosimii laminatelor;
- sistemele de frânare ale tuturor tipurilor de autovehicule şi utilaje mobile, grele sau rapide şi materialului rulant;
- suspensiile active şi stabilizatoarele anti-ruliu şi anti-tangaj ale autovehiculelor;
- sistemele de conducere automată a tirului pieselor de artilerie, a staţiilor de radiolocaţie şi a altor echipamente militare;
- sistemele tehnologice ale tractoarelor şi maşinilor agricole etc.

Principalul dezavantaj al servomecanismelor hidraulice şi pneumatice îl constituie cerinţele tehnologice relativ înalte.

Un servomecanism conţine cel puţin o legătură de reacţie, corespunzătoare mărimii reglate. În practică se întâlnesc şi alte legături de reacţie numite "adiţionale", necesare pentru mărirea stabilităţii sau preciziei, sau pentru realizarea unor funcţii secundare. De exemplu, servomecanismele direcţiei autovehiculelor conţin o reacţie principală de poziţie şi o reacţie internă care conferă

conducătorului "senzaţia de drum" şi asigură revenirea automată a roţilor la poziţia normală după viraje.

Cel mai important criteriu de clasificare a servomecanismelor hidraulice şi pneumatice este tipul legăturii de reacţie principale utilizate. Din acest punct de vedere, există două mari categorii de servomecanisme:

a) cu reacţie mecanică;

b) cu reacţie electrică.

Reacţia mecanică poate fi:

- rigidă, realizată prin pârghii, angrenaje, cabluri, came, lanţuri etc.;
- elastică, realizată prin resoarte elicoidale, lamelare, discoidale, tubulare, spiralate etc.;
- hidromecanică, realizată prin motor hidraulic volumic rotativ.

Reacţia electrică poate fi de poziţie, de forţă sau de moment, analogică sau numerică.

Structura servomecanismelor hidraulice cu reacţie mecanică este exemplificată în figurile 14.1...14.6. Se prezintă în paralel schemele hidraulice echivalente şi schemele bloc informaţionale.

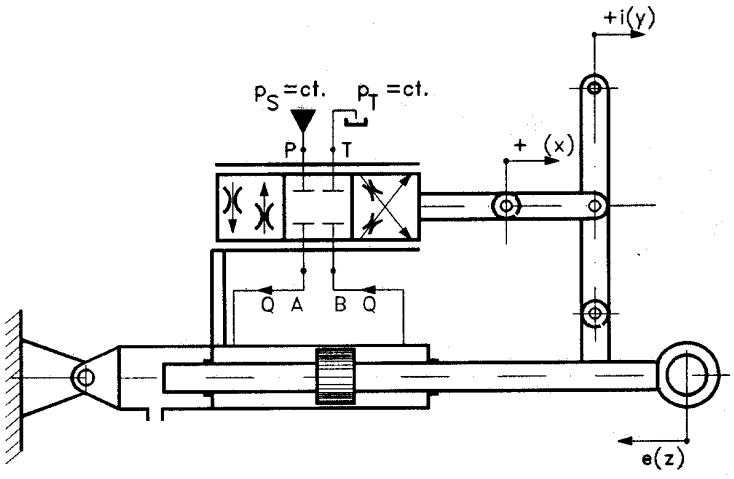


Fig. 14.1. Schema de principiu a unui servomecanism mecanohidraulic cu reacţie mecanică rigidă realizată printr-o pârghie.

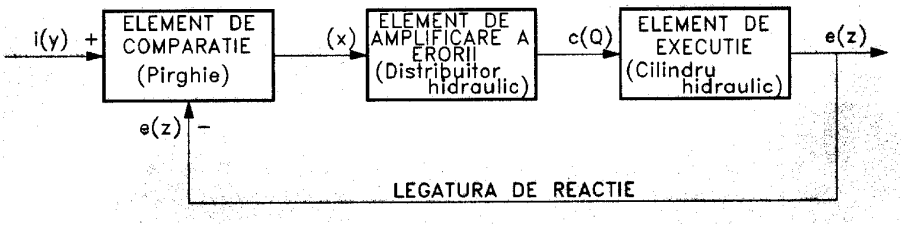


Fig. 14.2. Schema bloc a unui servomecanism cu reacţie mecanică rigidă realizată printr-o pârghie.

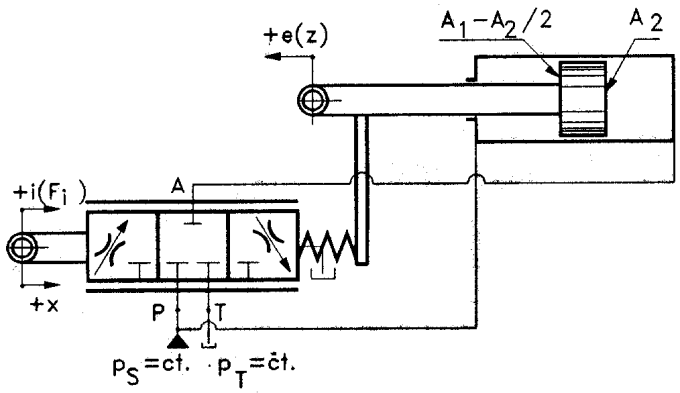


Fig. 14.3. Schema de principiu a unui servomecanism cu reacție de forță.

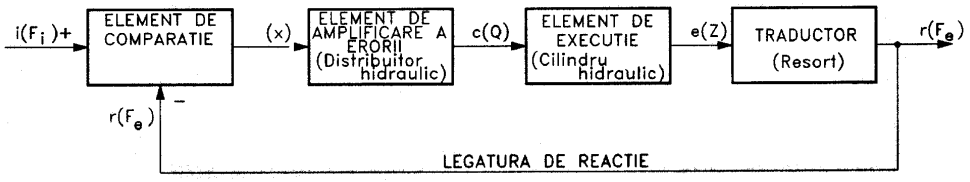


Fig. 14.4. Schema bloc a unui servomecanism cu reacție de forță.

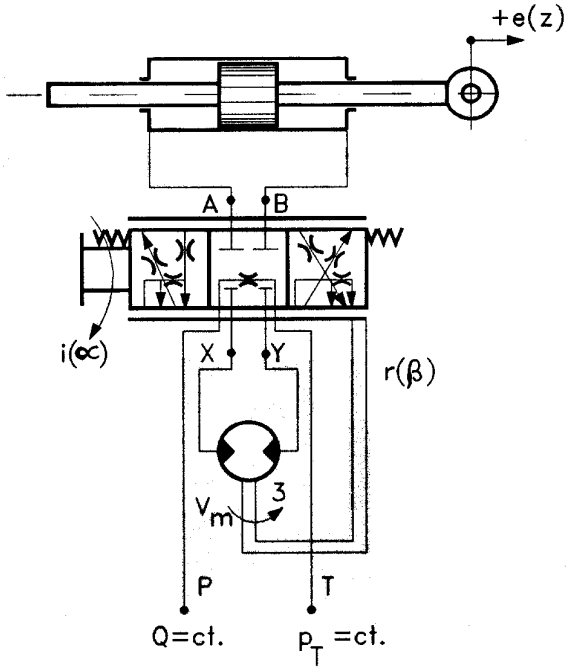


Fig. 14.5. Schema de principiu a unui servomecanism cu reacție hidromecanică.

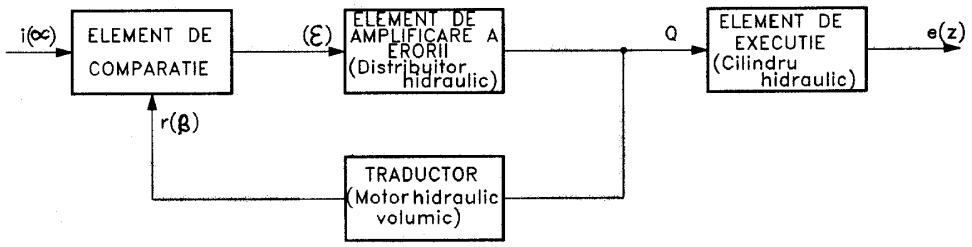


Fig. 14.6. Schema bloc a unui servomecanism cu reacție hidromecanică.

Clasificarea structurală a servomecanismelor mecanohidraulice cu intrare mecanică se face din punctul de vedere al modului în care se realizează legătura de reacție şi compararea semnalului de intrare cu cel de ieşire.

Intrarea mecanică poate fi de poziție sau de forță. Precizia deosebită specifică anumitor aplicații (de exemplu, servocomenzilor de zbor) exclude, în principiu, utilizarea servomecanismelor cu intrare de forță şi reacție elastică. Totuşi, reacția elastică este utilizată la unele servomecanisme speciale cu intrare dublă (de poziție şi de forță).

Din punct de vedere cinematic, servomecanismele cu intrare mecanică de poziție se clasifică în două categorii: cu corp fix; cu corp mobil.

a) *Servomecanismele cu corp fix* sunt caracterizate prin faptul că bucşa distribuitorului este solidară cu corpul cilindrului hidraulic, care este fix sau oscilant. Măsurarea continuă a poziției pistonului motorului hidraulic şi compararea acesteia cu semnalul de intrare se realizează uzual printr-un sistem de pârghii. Cea mai simplă structură de acest tip este indicată schematic în figura 14.7.

Sistemul prezintă avantajul utilizării unor racorduri flexibile puțin solicitate cinematic, deoarece eventualele oscilații ale corpului au o amplitudine redusă. În acelaşi timp, masa părții mobile a servomecanismului este neglijabilă în raport cu masa acționată.

Principalele dezavantaje ale acestui sistem sunt gabaritul mare şi precizia de execuție deosebită a sistemului de pârghii.

Sistemul analizat este folosit într-o măsură mai mare decât cel cu corp mobil. Un exemplu tipic de aplicație se întâlneşte la servomecanismele SAMM 7111A ce echipează elicopterul IAR - 330 produs de I.C.A. Braşov.

Există posibilitatea de a solidariza bucşa distribuitorului cu pistonul motorului hidraulic. Această soluție este larg răspândită în construcția servomecanismelor pentru reglarea capacității pompelor cu pistoane axiale datorită simplității aparente, dar prezintă următoarele dezavantaje: acces dificil la distribuitor; complexitate constructivă excesivă a dispozitivelor care realizează funcțiile secundare ale servomecanismului. Racordurile motorului fiind amplasate în tija pistonului acestuia, întreg sistemul este relativ complicat. Un exemplu tipic îl constituie servomecanismul BU 1 A, utilizat pe unele avioane din seria MIG.

b) *Servomecanismele cu corp mobil* au bucşa distribuitorului solidară cu corpul cilindrului hidraulic (fig. 14.8), reacția de poziție rigidă fiind asigurată implicit. Mişcarea de urmărire a sertarului de către bucşă se realizează prin

deplasarea relativă a celor două piese. Astfel nu mai este necesar un sistem de pârghii complicat şi costisitor, dar există următoarele dezavantaje:

- racordarea generatorului hidraulic fix la corpul mobil trebuie realizată prin tuburi flexibile de lungime relativ mare, pentru a evita solicitarea lor la oboseală, corespunzătoare cursei corpului servomecanismului; este posibilă înlocuirea tuburilor flexibile prin racorduri telescopice şi orientabile, dar soluția este relativ rigidă;
- masa corpului mobil nu poate fi neglijabilă față de cea a sarcinii.

Aceste dezavantaje nu limitează totuşi utilizarea servomecanismelor cu corp mobil în diferite domenii ale aeronauticii, utilajelor mobile, navelor etc.

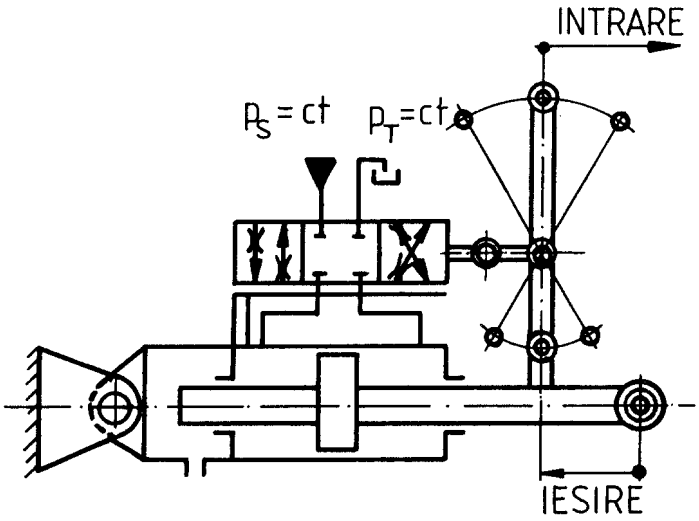


Fig. 14.7. Servomecanism mecanohidraulic cu corp fix.

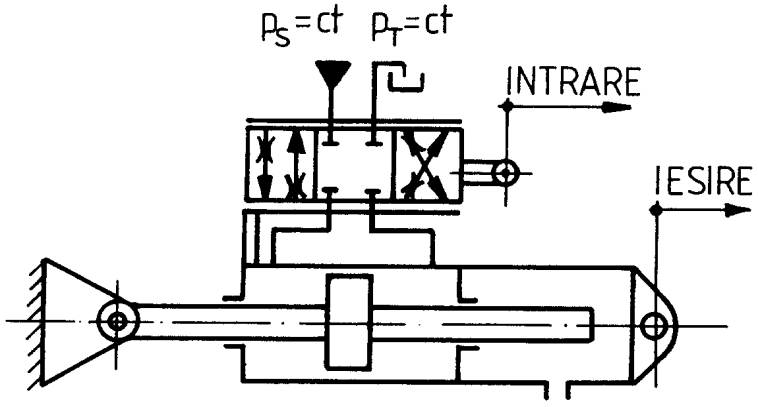


Fig. 14.8. Servomecanism mecanohidraulic cu corp mobil.

14.2. PROBLEME DE STUDIU ŞI METODE DE REZOLVARE

Ca orice sistem automat, servomecanismele trebuie studiate din punctul de vedere al stabilității şi preciziei. Rezolvarea acestor probleme se face pornind de la modelarea matematică realistă, cu metodele teoriei sistemelor automate, considerând atât modelele liniarizate cât şi modelele neliniare.

În acest capitol, tratarea neliniarităților se face prin procedeul simulării numerice cu limbaje specializate.

Validarea modelelor matematice propuse a fost efectuată prin confruntarea rezultatelor simulărilor numerice cu cele experimentale, obținute în condiții tehnice deosebite.

Lucrarea conține atât metodologia de validare experimentală a rezultatelor teoretice, cât şi metode de sinteză (proiectare) specifice, bazate pe utilizarea calculatoarelor numerice.

14.3. MODELAREA MATEMATICĂ, ANALIZA LINIARIZATĂ, SIMULAREA NUMERICĂ ŞI OPTIMIZAREA DINAMICII SERVOMECANISMELOR HIDRAULICE INSTALATE ÎN CONDIȚII IDEALE

14.3.1. Formularea problemei

Elaborarea unei metodologii de proiectare sistemică a servomecanismelor hidraulice necesită, pe de o parte, caracterizarea dinamică a servomecanismelor instalate în condiții ideale şi, pe de altă parte, cercetarea influenței condițiilor reale de instalare.

Acest capitol este consacrat studierii detaliate a comportării dinamice a servomecanismelor hidraulice instalate în condiții ideale. Principalul obiectiv al studiului este determinarea teoretică a influenței cantitative a parametrilor constructivi asupra preciziei şi stabilității.

Concluziile practice rezultate din această analiză sunt suficiente pentru proiectarea servomecanismelor destinate aplicațiilor în care influența rigidităților de ancorare şi de comandă este neglijabilă.

În cadrul modelării matematice s-a pornit de la studiul fenomenelor nepermanente asociate curgerii lichidelor prin elementele servomecanismelor. În acest scop a fost definită ecuația continuității în forma specifică sistemelor de acționare hidraulică. Relația obținută a fost aplicată subsistemului format dintr-un distribuitor şi un motor hidraulic liniar. În continuare, au fost studiate ecuația de mişcare a pistoanelor motoarelor hidraulice liniare şi ecuația comparatoarelor mecanice.

S-au constituit astfel două sisteme de ecuații care descriu comportarea dinamică a unui servomecanism instalat in condiții ideale: unul liniar şi celălalt neliniar, principala neliniaritate fiind inclusă în caracteristica distribuitorului.

A doua parte a acestui capitol a fost rezervată determinării funcției de transfer şi a condițiilor de stabilitate, precum şi studiului prin simulare numerică a răspunsului servomecanismelor la semnale standard.

În continuare s-a studiat influența unor neliniarități tipice asupra stabilității şi preciziei servomecanismelor, utilizând procedeul simulării numerice.

Ultima parte a acestui capitol tratează influența condițiilor reale de instalare asupra comportării dinamice a servomecanismelor mecanohidraulice.

14.3.2. Modelarea matematică

a) Ecuația de continuitate corespunzătoare mişcărilor nepermanente din sistemele hidraulice de acționare

Se consideră un sistem de acționare hidraulică elementar (fig. 14.9) format dintr-o pompă volumică liniară şi un motor volumic liniar. Caracteristica fundamentală a lichidului utilizat pentru transmiterea puterii este compresibilitatea. Datorită acesteia răspunsul motorului la un semnal oarecare aplicat pompei nu este instantaneu, întârzierea fiind necesară pentru variația presiunii în volumul de lichid V delimitat de cele două pistoane şi de cei doi cilindri.

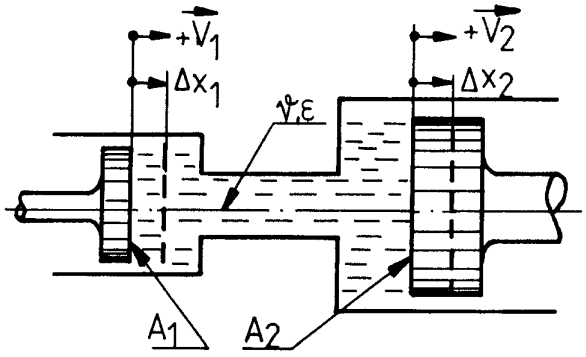


Fig. 14.9. Schema unui sistem de acționare hidraulică elementar.

Pentru a determina legea de variație a presiunii în spațiul menționat în cursul unui regim tranzitoriu, se admite că în intervalul de timp infinit mic Δt, pistonul pompei parcurge distanța Δx_1 în sensul pozitiv al axei Ox cu viteza $\vec{v}_1$, producând variația volumului V cu

$$\Delta V_1 = V(\Delta t) - V(0) = -\Delta x_1 \cdot A_1 = -v_1 \Delta t \cdot A_1 = -Q_1 \Delta t < 0 \qquad (14.1)$$

Deplasarea pistonului motorului în sensul pozitiv al axei Ox cu viteza $\vec{v}_2$ produce în acelaşi interval de timp variația volumului V cu

$$\Delta V_2 = V(\Delta t) - V(0) = +\Delta x_2 A_2 = v_2 \Delta t \cdot A_2 = Q_2 \Delta t > 0 \qquad (14.2)$$

Dacă se consideră simultan efectele pompei şi motorului, variația totală a volumului V în intervalul de timp Δt este:

$$\Delta V = \Delta V_1 + \Delta V_2 = \left(Q_2 - Q_1\right) \cdot \Delta t \tag{14.3}$$

În condiții izoterme, variația presiunii, $\Delta p = p\left(\Delta t\right) - p\left(0\right)$, provocată de variația de volum ΔV, este proporțională cu modulul de elasticitate (izoterm) al lichidului, ε:

$$\Delta p = -\varepsilon \frac{\Delta V}{V} \tag{14.4}$$

Din ultimele două relații rezultă:

$$\frac{\Delta p}{\Delta t} = -\frac{\varepsilon}{V}\left(Q_2 - Q_1\right) \tag{14.5}$$

Când $\Delta t \to 0$ se obține:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\varepsilon}{V}\left(Q_1 - Q_2\right) \tag{14.6}$$

Aceasta este ecuația de continuitate scrisă în forma adecvată sistemelor de acționare hidraulică în care nu se consideră influența undelor de presiune. În interpretarea şi utilizarea acestei ecuații sunt utile următoarele observații:

a) presiunea de refulare a pompei este o mărime derivată, depinzând de diferența dintre debitul refulat de pompă şi cel admis în motor;

b) derivata presiunii în raport cu timpul este proporțională cu raportul dintre modulul de elasticitate al lichidului şi volumul de lichid supus variațiilor de presiune între pompă şi motor;

c) modulul de elasticitate efectiv al lichidelor utilizate în sistemele de acționare hidraulică variază între 4000 şi 7000 bar, în funcție de conținutul de aer şi de rigiditatea racordului dintre pompă şi motor.

Volumul de lichid supus variațiilor de presiune variază în limite largi; pentru o valoare uzuală de 0,4 - 0,7 l, raportul $\left(\varepsilon / V\right)$ este de ordinul 10^{12} N/m^5. Ca urmare, diferențe mici între debitul pompei şi debitul motorului conduc la valori mari ale derivatei presiunii în raport cu timpul, conferind sistemelor de acționare hidraulică o viteză de răspuns superioară altor tipuri de sisteme de acționare, îndeosebi în domeniul sarcinilor inerțiale mari.

b) Rigiditatea hidraulică

Raportul ε / V care intervine în ecuația continuității are o semnificație majoră în dinamica sistemelor de acționare hidraulică, deoarece poate fi asociat cu rigiditatea mecanică a coloanelor de lichid supuse unor variații importante de presiune.

Se consideră un cilindru hidraulic cu simplu efect format dintr-un cilindru de rigiditate practic infinită şi un piston a cărui etanşare față de cilindru este practic perfectă. Lichidul din cilindru este omogen şi se află la presiunea p_0 impusă de o forță F_0 exercitată asupra pistonului de arie A_p (fig. 14.10). O forță suplimentară ΔF

aplicată pistonului provoacă deplasarea acestuia pe distanța Δz care depinde de elasticitatea lichidului; aceasta poate fi exprimată prin mărimea

$$\varepsilon = \frac{\Delta p}{\frac{\Delta V}{V}} \tag{14.7}$$

numită "modul de elasticitate izoterm". În condițiile menționate,

$$\Delta p = \frac{\Delta F}{A_p} \tag{14.8}$$

şi

$$\Delta V = -A_p \Delta z \tag{14.9}$$

astfel că expresia modulului de elasticitate devine:

$$\varepsilon = \frac{V \Delta F}{A_p^2 \Delta z} \tag{14.10}$$

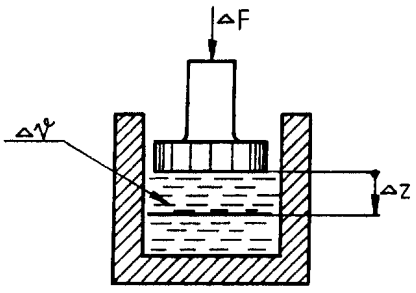


Fig. 14.10. Schemă de calcul a rigidității hidraulice.

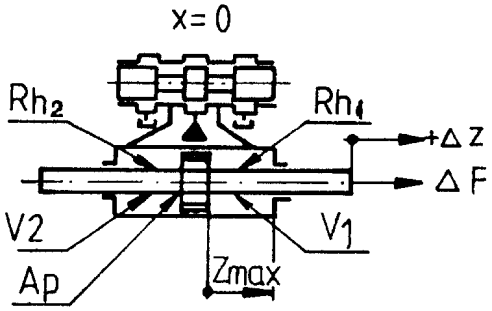


Fig. 14.11. Cilindru hidraulic cu dublu efect şi tijă bilaterală.

Prin definiție, "rigiditatea hidraulică" a lichidului dintr-un cilindru hidraulic cu simplu efect este raportul

$$R_h = \frac{\Delta F}{\Delta z} = \frac{\varepsilon}{V} A_p^2 \tag{14.11}$$

În cazul unui cilindru hidraulic cu dublu efect şi tijă bilaterală, comandat printr-un distribuitor cu 4 căi şi centrul închis critic, având orificiile împerecheate şi simetrice (fig. 14.11), dacă sertarul se află în poziție neutră (x = 0), presiunile în camerele de volum variabil ale cilindrului sunt practic egale cu jumătate din presiunea de alimentare. Cele două coloane cilindrice de lichid pot fi asimilate cu două resoarte ale căror rigidități se calculează cu relația (14.11):

$$R_{h1} = \frac{\varepsilon}{V_1} A_p^2 \tag{14.12}$$

$$R_{h2} = \frac{\varepsilon}{V_2} A_p^2 \tag{14.13}$$

O forță suplimentară ΔF aplicată uneia dintre tijele cilindrului provoacă comprimarea suplimentară a lichidului dintr-o cameră şi destinderea parțială a lichidului din cealaltă cameră:

$$F = \Delta F_1 + \Delta F_2 = R_{h1} \cdot \Delta z + R_{h2} \cdot \Delta z = \Delta z\left(R_{h1} + R_{h2}\right) \tag{14.14}$$

Prin definiție, "rigiditatea hidraulică totală echivalentă a cilindrului hidraulic" este raportul:

$$R_h = \frac{\Delta F}{\Delta z} = R_{h1} + R_{h2} = \frac{\varepsilon}{V_1} A_p^2 + \frac{\varepsilon}{V_2} A_p^2 = \varepsilon \cdot A_p^2 \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \tag{14.15}$$

Volumele camerelor pot fi calculate în funcție de poziția pistonului în raport cu originea sistemului de referință, aleasă la jumătatea cursei, z_{max}:

$$V_1 = (z_{max} - z) \cdot A_p \tag{14.16}$$

$$V_2 = (z_{max} + z) \cdot A_p \tag{14.17}$$

Expresia rigidității hidraulice totale a cilindrului hidraulic devine:

$$R_h = \varepsilon \cdot A_p^2 \left[\frac{1}{A_p\left(z_{max} + z\right)} + \frac{1}{A_p\left(z_{max} - z\right)} \right] \tag{14.18}$$

Se constată că rigiditatea hidraulică totală depinde de poziția pistonului în cilindru. Derivata rigidității hidraulice,

$$\frac{\partial R_h}{\partial z} = \varepsilon \cdot A_p \left[\frac{1}{\left(z_{max} + z\right)^2} + \frac{1}{\left(z_{max} - z\right)^2} \right] = \varepsilon \cdot A_p \frac{2z \cdot z_{max}}{\left(z_{max} + z\right)^2 \left(z_{max} - z\right)^2} \tag{14.19}$$

se anulează pentru z = 0, punct în care a doua derivată este pozitivă. Rezultă că rigiditatea hidraulică totală este minimă când pistonul se află în poziția neutră, volumele celor două camere fiind egale :

$$V_1 = V_2 = V_0 = A_p \cdot z_{max} \tag{14.20}$$

Expresia rigidității hidraulice totale capătă forma finală:

$$R_h = 2\frac{\varepsilon}{V_0} A_p^2 \tag{14.21}$$

Pentru a evidenția cantitativ influența poziției pistonului asupra mărimii rigidității hidraulice, se consideră o expresie adimensională a acesteia obținută prin împărțirea relațiilor (14.10) şi (14.21):

$$\overline{R}_h = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{1+\overline{z}} + \frac{1}{1-\overline{z}}\right) = \frac{1}{1-\overline{z}^2} \tag{14.22}$$

S-a notat cu z deplasarea relativă a pistonului, z/z_{max}. Variația acestei mărimi în funcție de cursa adimensională a pistonului este reprezentată în figura 14.12. Se constată că în jurul poziției neutre a pistonului variația rigidității hidraulice adimensionale este foarte mică. De exemplu, pentru z = 0,2 rezultă $R_h = 1,04$.

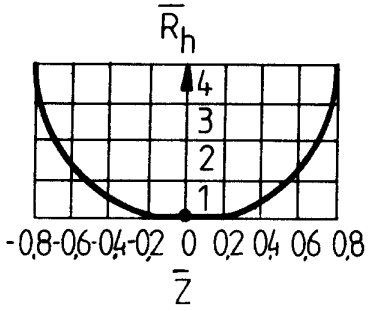


Fig 14.12. Variația deplasării relative a pistonului în funcție de cursa adimensională a acestuia.

Dacă se adaugă la volumele camerelor cilindrului hidraulic volumele racordurilor distribuitorului, această variație este şi mai mică. Ca urmare, în studiul stabilității unui servomecanism mecanohidraulic, ale cărui oscilații se produc în jurul poziției neutre a pistonului, rigiditatea hidraulică poate fi considerată practic constantă.

Rigiditatea hidraulică este o mărime fundamentală în dinamica sistemelor de acționare hidraulică deoarece influențează direct pulsația naturală şi factorul de amortizare ale acestora.

c) Ecuația de continuitate pentru subsistemul distribuitor - motor hidraulic liniar

Se consideră subsistemul format dintr-un distribuitor cu patru căi şi centrul închis critic şi un motor hidraulic liniar real (cu pierderi hidraulice şi mecanice), cu tijă bilaterală şi camere egale (fig. 14.13).

Se aplică ecuația de continuitate sub forma stabilită anterior celor două spații de volum variabil realizate între motor, distribuitor şi racordurile dintre ele.

Se admite că sarcina motorului este pozitivă, deci se asociază sensul pozitiv al diferenței de presiune dintre camerele motorului cu o forță rezistentă orientată în sens contrar mişcării pistonului. Debitul furnizat motorului de distribuitor, Q_1, provoacă mişcarea pistonului prin comprimarea lichidului din camera activă acoperind scurgerile interne şi externe ale motorului:

$$Q_1 = c_{ip}(p_1 - p_2) + c_{ep}p_1 + A_p\frac{dz}{dt} + \frac{V_1}{\varepsilon_e}\cdot\frac{dp_1}{dt} \tag{14.23}$$

unde: c_{ip} este coeficientul de scurgeri interne ale motorului; c_{ep} - coeficientul de scurgeri externe ale motorului; p_1 - presiunea din camera de admisie a motorului; p_2 - presiunea din camera de evacuare a motorului; A_p - aria utilă a pistonului; z - poziția pistonului în raport cu originea sistemului de referință ataşat motorului; V_1 - volumul de lichid al camerei de admisie a motorului şi racordului corespunzător; ε_e - modulul de elasticitate echivalent al lichidului.

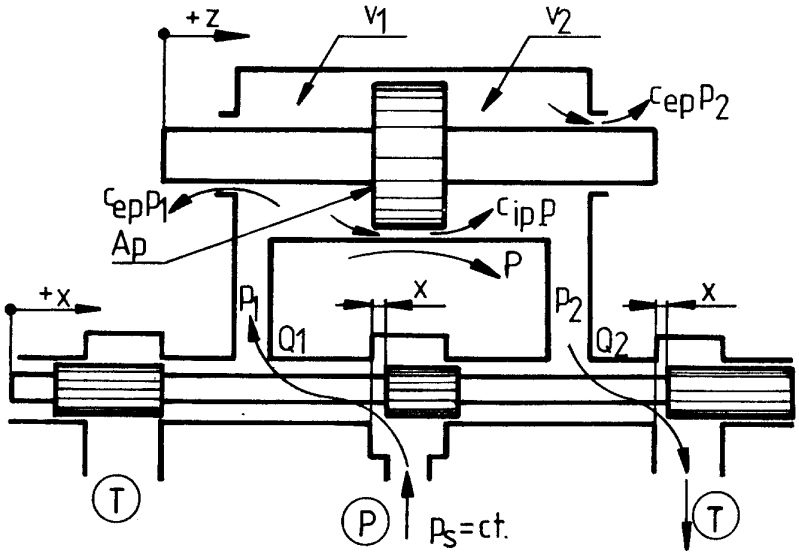


Fig. 14.13. Subsistemul format dintr-un distribuitor cu patru căi şi centrul închis critic şi un motor hidraulic liniar real.

S-a admis că scurgerile interne şi externe se produc în regim laminar, deci sunt proporționale cu diferențele de presiune care le produc.

În cazul camerei de evacuare a motorului,

$$A_p\frac{dz}{dt} + c_{ip}(p_1 - p_2) = Q_2 + c_{ep}\cdot p_2 + \frac{V_2}{\varepsilon_e}\cdot\frac{dp_2}{dt} \tag{14.24}$$

unde Q_2 este debitul evacuat prin distribuitor, iar V_2 este volumul camerei de evacuare a motorului şi al racordului corespunzător.

Volumele celor două camere variază liniar şi în opoziție:

$$V_1(t) = V_{01} + A_p\cdot z \tag{14.25}$$

$$V_2(t) = V_{02} - A_p\cdot z \tag{14.26}$$

În aceste relații, V_{01} şi V_{02} reprezintă volumele inițiale ale camerelor (la momentul t = 0).

Din punctul de vedere al comportării dinamice a motorului, poziția inițială cea mai dezavantajoasă a pistonului corespunde egalității celor două volume variabile:

$$V_{01} = V_{02} = V_0 = V_t / 2 \tag{14.27}$$

unde V_t este volumul total de lichid supus variațiilor de presiune în motor şi în racordurile acestuia.

În scopul micşorării numărului variabilelor se însumează cele două ecuații de continuitate rezultând:

$$Q_1 + Q_2 = 2c_{ip}(p_1 - p_2) + c_{ep}(p_1 - p_2) + 2A_p \frac{dz}{dt} + \frac{V_1}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} - \frac{V_2}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_2}{dt} \tag{14.28}$$

În calculul ultimilor doi termeni se utilizează relațiile (14.25) şi (14.26):

$$\frac{V_1}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} = \frac{V_{01}}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{A_p z}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} \tag{14.29}$$

$$\frac{V_2}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_2}{dt} = \frac{V_{02}}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_2}{dt} - \frac{A_p z}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_2}{dt} \tag{14.30}$$

Rezultă:

$$\frac{V_1}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_1}{dt} - \frac{V_2}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_2}{dt} = \frac{V_0}{\varepsilon_e} \cdot \frac{d}{dt}(p_1 - p_2) + \frac{A_p z}{\varepsilon_e} \cdot \frac{d}{dt}(p_1 + p_2) \tag{14.31}$$

Dacă distribuitorul este simetric (cazul uzual) căderile de presiune pe cele două drosele realizate între umerii sertarului şi bucşă sunt practic egale,

$$p_s - p_1 = p_2 - p_T \cong p_2 \tag{14.32}$$

deci

$$p_s = p_1 + p_2 = ct. \tag{14.33}$$

Ca urmare, ultimul termen din relația (14.31) se anulează şi ecuația de continuitate echivalentă a distribuitorului şi motorului devine:

$$Q_1 + Q_2 = 2c_{ip}(p_1 - p_2) + c_{ep}(p_1 - p_2) + 2A_p \frac{dz}{dt} + \frac{V_0}{\varepsilon_e} \cdot \frac{d}{dt}(p_1 - p_2) \tag{14.34}$$

Se introduce "debitul mediu al racordurilor",

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \tag{14.35}$$

se notează cu

$$P = p_1 - p_2 \tag{14.36}$$

căderea de presiune pe motor şi se introduce mărimea

$$c_{tp} = c_{ip} + c_{ep}/2 \tag{14.37}$$

care reprezintă coeficientul total de scurgeri al motorului.

Ecuația de continuitate devine:

$$Q = c_{tp} \cdot P + A_p \cdot \frac{dz}{dt} + \frac{V_0}{2\varepsilon_e} \cdot \frac{dp}{dt} \tag{14.38}$$

Ținând seama de expresia rigidității hidraulice a motorului, rezultă forma finală a ecuației de continuitate a subsistemului distribuitor - motor :

$$Q = c_{tp} \cdot P + A_p \cdot \dot{z} + \frac{A_p^2}{R_h} \cdot \frac{dp}{dt} \tag{14.39}$$

Dacă între racordurile motorului se amplasează un drosel pentru mărirea stabilității servomecanismului, ecuația de continuitate trebuie să includă debitul acestuia. În cazul regimului laminar,

$$Q_d = K_d P \tag{14.40}$$

coeficientul droselului K_d fiind determinat obligatoriu pe cale experimentală. Ecuația de continuitate devine:

$$Q = K_l P + A_p \dot{z} + \frac{A_p^2}{R_h} \dot{P} \tag{14.41}$$

unde

$$K_l = c_{tp} + K_d \tag{14.42}$$

este coeficientul de scurgeri al subsistemului distribuitor - motor - drosel de amortizare.

d) Ecuația de mişcare a pistonului motorului hidraulic liniar

Forța utilă dezvoltată de un motor hidraulic liniar asigură accelerarea şi decelerarea elementelor mecanismului acționat şi învingerea forței tehnologice pe care o opune acesta. Ecuația de mişcare a părții mobile a motorului (pistonul sau corpul) este

$$\ddot{z} = \frac{1}{m}\left(F_p - F_f - F_r\right) \tag{14.43}$$

în care: m este masa ansamblului mobil redusă la tija pistonului sau la corp; F_p - forța de presiune dezvoltată de motor; F_f - forța de frecare a motorului; F_r - forța

rezistentă a mecanismului acționat; z - poziția părții mobile a motorului hidraulic față de un reper fix.

Forța teoretică dezvoltată de un motor simetric este

$$F_p = A_p \cdot P \tag{14.44}$$

unde A_p este aria utilă a pistonului.

Forța de frecare a motorului este o mărime incertă, depinzând de numeroşi factori: forțele care solicită lateral tija sau corpul, precizia de execuție, presiunile din camere etc.

J.F. Blackburn a calculat forțele laterale în anumite condiții, caracterizate prin absența contactului dintre piston şi camaşă. Cunoscând curgerea dintre aceste piese este posibil să se determine prin calcul forța de frecare. În cazul contactului dintre cele două piese forța de frecare este mult mai mare decât cea corespunzătoare absenței acestuia. Frecarea de contact apare practic întotdeauna şi depinde de jocul dintre piston şi camaşă, căderea de presiune pe motor, viteza pistonului etc.

Măsurarea directă a forței de frecare este dificilă. Cercetările sistematice întreprinse de T.J. Viersma au indicat influența majoră a preciziei de execuție, a calității suprafețelor în mişcare relativă şi a valorilor presiunii în camerele de volum variabil ale motorului. În absența acestor presiuni, frecarea este mult mai mică decât în timpul funcționării motorului. Chiar şi în cazul unei execuții foarte îngrijite, forțele de frecare sunt cuprinse uzual între 100 şi 500 N.

În prezent, singura soluție de evitare practic totală a frecării este oferită de lagărele hidrostatice realizate prin execuția conică a pistonului şi bucşelor de ghidare, ultimele fiind permanent alimentate cu ulei la presiune constantă. Această soluție necesită o tehnologie complexă şi tinde să fie evitată prin teflonarea pistonului şi a bucşelor de ghidare a tijei.

În absența unor informații certe, teoretice sau experimentale, asupra forței de frecare care depinde de viteza pistonului F_{fv}, se admite că aceasta este compusă dintr-o forță de frecare uscată (Coulombiană), al cărei semn depinde de sensul de mişcare al pistonului, şi dintr-o forță de frecare vâscoasă proporțională cu viteza pistonului (fig. 14.14):

$$F_{fv} = F_{fu} + F_{ff} \tag{14.45}$$

Dacă motorul este blocat, prima componentă (uscată) a forței de frecare poate lua orice valoare cuprinsă între valoarea maximă F_{fu0} şi opusul acesteia, $-F_{fu0}$. În general,

$$F_{fu} = \alpha(z) \cdot F_{fu0} \tag{14.46}$$

unde $\alpha = 1$ pentru $\dot{z} > 0$, $\alpha = -1$ pentru $\dot{z} < 0$ şi $\alpha \in [-1, 1]$ pentru $\dot{z} = 0$.

Forța de frecare vâscoasă (fluidă), F_{ff} poate fi scrisă sub forma:

$$F_{ff} = K_{ff} \cdot \dot{z} \tag{14.47}$$

constanta K_{ff} fiind determinată experimental.

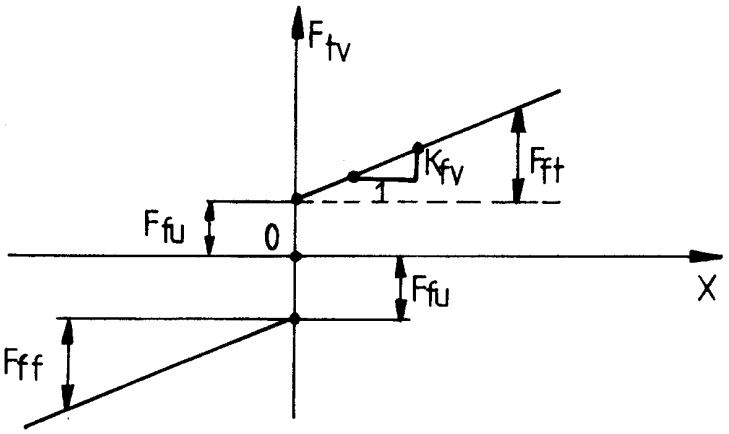


Fig. 14.14. Componentele forţei de frecare.

Dacă elementele de etanşare ale pistonului şi tijei se deformează sub acţiunea forţelor de presiune, forţele de frecare variază odată cu diferenţele de presiune care solicită aceste elemente. De exemplu, cercetările întreprinse de P.L. d'Ancona asupra manşetelor elastomerice au indicat proporţionalitatea forţelor de frecare cu diferenţa de presiune până la o valoare de circa 70 bar. În acest caz, se introduce în relaţia (14.45) componenta

$$F_{fp} = K_{fp} \cdot P \tag{14.48}$$

în care constanta K_{fp} trebuie determinată experimental.
Evaluarea forţei rezistente a mecanismului acţionat, F_r , este o operaţie laborioasă. De exemplu, în cazul aeronavelor majoritatea forţelor rezistente sunt de natură aerodinamică şi depind neliniar de poziţia suprafeţelor de comandă. În calcule practice se aproximează frecvent forţa rezistentă cu o forţă de natură elastică:

$$F_e = K_e \cdot z \tag{14.49}$$

în care constanta K_e se determină experimental. De asemenea, numeroase servomecanisme au o sarcină esenţial elastică.

Elementele de amortizare vâscoasă introduc forţa

$$F_a = K_a \cdot \dot{z} \tag{14.50}$$

în care constanta K_a trebuie determinată experimental.

Forma completă a ecuaţiei de mişcare a pistonului motorului hidraulic şi sarcinii este

$$\ddot{z} = \frac{1}{m}\left(F_p - F_{fv} - F_{fp} - F_e - F_a - F_r\right) \tag{14.51}$$

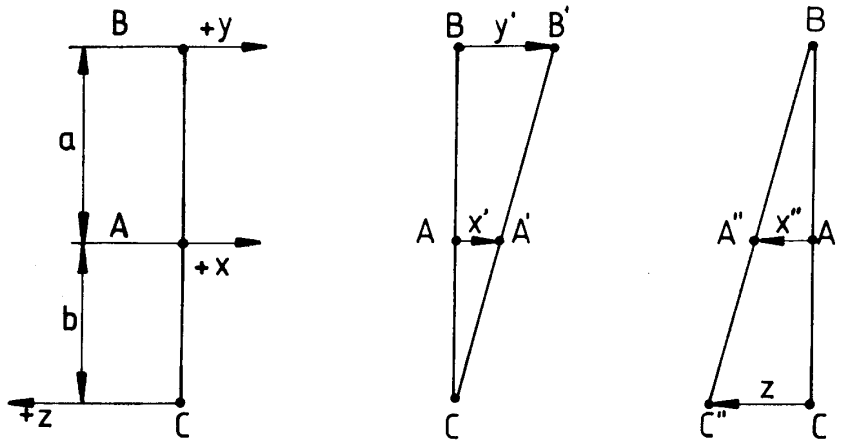
e) Ecuația comparatorului mecanic

Comparatorul mecanic realizează dependența funcțională dintre mărimea de intrare y, mărimea de ieşire, z şi mărimea de comandă a distribuitorului, x.

În cazul servomecanismelor cu corp mobil, comparația dintre mărimea de intrare şi de ieşire se face direct (fig. 14.8):

$$x = y - z \tag{14.52}$$

Servomecanismele cu corp fix realizează comparația printr-o pârghie cu trei articulații (fig. 14.8). În cazul semnalelor de comandă a căror amplitudine este comparabilă cu deschiderea maximă a distribuitorului, se poate admite că deplasările articulațiilor se produc în direcții perpendiculare pe axa pârghiei, considerată în poziția de nul (fig. 14.15).



a) b) c)

Fig. 14.15. Schema comparatorului mecanic.

Efectul x' al unui semnal de comandă y' (fig. 14.15,a) se determină din asemănarea triunghiurilor CAA' şi CBB':

$$x' = \frac{b}{a+b} \cdot y \tag{14.53}$$

Efectul x'' al unei deplasări z a pistonului motorului hidraulic rezultă din asemănarea triunghiurilor BAA" şi BCC":

$$x'' = -\frac{a}{a+b} \cdot z \tag{14.54}$$

Dacă se admite principiul suprapunerii efectelor, rezultă următoarea ecuație a comparatorului mecanic,

$$x = x' + x'' = \frac{b}{a+b} \cdot y - \frac{a}{a+b} \cdot z \tag{14.55}$$

care poate fi scrisă sub forma

$$x(y,z) = y\mu_y - z\mu_z \tag{14.55'}$$

unde

$$\mu_y = \frac{b}{a+b} \tag{14.56}$$

este factorul de amplificare cinematică a mărimii de comandă, iar

$$\mu_z = \frac{a}{a+b} \tag{14.57}$$

este factorul de amplificare cinematică a mărimii de reacție.

În numeroase cazuri practice, pârghia este simetrică (a = b) deci

$$\mu_y = \mu_z = \mu \tag{14.57'}$$

şi

$$x(y,z) = \mu(y-z) = \mu \cdot \varepsilon \tag{14.58}$$

S-a notat cu μ factorul de amplificare cinematică a erorii de urmărire,

$$\varepsilon = y - z \tag{14.59}$$

Servomecanismele mecanohidraulice cu intrare multiplă utilizează sisteme de pârghii caracterizate prin egalitatea (14.57) dar $\mu < 0{,}5$. Se poate demonstra că această inegalitate este favorabilă din punctul de vedere al stabilității.

14.3.3. Analiza liniarizată

a) Stabilirea funcției de transfer

Se consideră un servomecanism mecanohidraulic cu corp fix (fig. 14.14) instalat în condiții ideale.

Analiza liniarizată necesită utilizarea tuturor ecuațiilor care constituie modelul matematic sub o formă liniarizată:

- ecuația comparatorului mecanic,

$$x = \mu(y-z) \tag{14.60}$$

- caracteristica liniarizată a distribuitorului,

$$Q = K_{Qx} \cdot x - K_{QP} \cdot P \tag{14.61}$$

- ecuația de mişcare a pistonului,

$$\ddot{z} = \frac{1}{m}\left(F_p - F_a - F_e - F_r\right) \tag{14.62}$$

- ecuația de continuitate corespunzătoare subsistemului distribuitor - motor hidraulic liniar,

$$Q = A_p \dot{z} + K_l P + \frac{A_p^2}{R_h} \dot{P} \tag{14.63}$$

- legea de variație a poziției articulației de comandă în raport cu timpul, considerată cunoscută,

$$y = y(t) \tag{14.64}$$

În ecuația de mişcare a pistonului s-a introdus o forță rezistentă de tip elastic,

$$F_e = K_e \cdot z \tag{14.65}$$

ca o parte componentă dominantă a sarcinii; s-a considerat, de asemenea, o forță rezistentă adițională, F_r , care poate fi de natură aerodinamică, gravitațională etc., având caracter de mărime perturbatoare pentru sistemul de reglare automată a poziției. Coeficientul de scurgeri, K_l , introdus în ecuația de continuitate, include atât scurgerile interne şi externe, cât şi scurgerile prin droselul de amortizare dispus în paralel cu racordurile motorului. Acest drosel constituie cel mai simplu dispozitiv de mărire a stabilității servomecanismelor mecanohidraulice.

Se poate demonstra că efectul unei forțe de amortizare vâscoasă,

$$F_a = K_a \cdot \dot{z} \tag{14.66}$$

este echivalent cu efectul droselului. În acelaşi timp, cercetări experimentale sistematice au evidențiat valori foarte mici pentru coeficientul de amortizare, K_a , în absența unor dispozitive speciale de stabilizare.

Funcția de transfer a servomecanismului reprezintă transformata Laplace a mărimii de ieşire, z şi transformata Laplace a mărimii de intrare, y:

$$H_0(s) = \frac{z(s)}{y(s)} \tag{14.67}$$

Din ecuațiile (14.61) şi (14.63) rezultă

$$K_{Qx} x - K_{QP} P = A_p \dot{z} + K_l P + \frac{A_p^2}{R_h} \dot{P} \tag{14.68}$$

sau

$$\dot{P} \frac{A_p^2}{R_h} = K_{Qx} x - A_p \dot{z} - P \cdot (K_{QP} + K_l) \tag{14.69}$$

Se notează cu

$$K_P = K_{QP} + K_l \tag{14.70}$$

coeficientul de influență a căderii de presiune pe motor.

Ultima ecuație devine

$$\dot{P} = \frac{R_h}{A_p^2}\left(K_{Qx} \cdot x - A_p \cdot \dot{z} - P \cdot K_P\right) \tag{14.71}$$

Se aplică acestei ecuații transformata Laplace, în condiții inițiale nule,

$$sP = \frac{R_h}{A_p^2}\left(K_{Qx} x - s \cdot z \cdot A_p - P \cdot K_P\right) \tag{14.72}$$

şi se ține seama de expresia deschiderii distribuitorului conform ecuației (14.60), rezultând transformata Laplace a căderii de presiune pe motor:

$$P(s) = \frac{\mu \cdot y \cdot K_{Qx} - z\left(\mu \cdot K_{Qx} + s \cdot A_p\right)}{K_P + \dfrac{s \cdot A_p^2}{R_h}} \tag{14.73}$$

Se explicitează în ecuația de mişcare expresiile forțelor,

$$\ddot{z} = \frac{1}{m}\left(P \cdot A_p - K_a \cdot \dot{z} - K_e \cdot z - F_r\right) \tag{14.74}$$

şi se aplică ecuației obținute transformata Laplace în condiții inițiale nule, rezultând:

$$s^2 \cdot z = \frac{1}{m}\left(P \cdot A_p - s \cdot K_a \cdot z - K_e \cdot z - F_r\right) \tag{14.75}$$

Se introduce în această ecuație expresia mărimii P(s), rezultând o relație între mărimea de intrare, y(s), mărimea de ieşire, z(s) şi mărimea perturbatoare, $F_r(s)$:

$$z(s) = \frac{A_p \cdot K_{Qx} \cdot \mu \cdot y - F_r\left(s\dfrac{A_p^2}{R_h} + K_P\right)}{s^3\dfrac{mA_p^2}{R_h} + s^2\left(mK_P + \dfrac{K_a A_p^2}{R_h}\right) + s\left(A_p^2 + \dfrac{K_e A_p^2}{R_h} + K_a K_P\right) + A_p K_{Qx}\mu + K_e K_P} \tag{14.76}$$

Dacă forța perturbatoare este nulă, rezultă funcția de transfer a servomecanismului în raport cu mărimea de intrare:

$$H_0(s)=\frac{z(s)}{y(s)}=\frac{A_p\cdot K_{Qx}\cdot\mu}{s^3\frac{mA_p^2}{R_h}+s^2\left(mK_P+\frac{K_aA_p^2}{R_h}\right)+s\left(A_p^2+\frac{K_eA_p^2}{R_h}+K_a\cdot K_P\right)+A_pK_{Qx}\mu+K_eK_P} \tag{14.77}$$

care poate fi scrisă şi sub forma

$$H_0(s)=\frac{\frac{R_hK_{Qx}\mu}{mA_p}}{s^3+\left(\frac{K_PR_h}{A_p^2}+\frac{K_a}{m}\right)s^2+\left(\frac{R_h}{m}+\frac{K_e}{m}+\frac{R_hK_aK_P}{mA_p^2}\right)s+\frac{R_hK_{Qx}\mu}{mA_p}+\frac{R_hK_eK_P}{mA_p^2}} \tag{14.78}$$

Pentru a studia influenţa forţei perturbatoare în relaţia (14.76) se consideră intrarea blocată (y = 0), rezultând funcţia de transfer a servomecanismului în raport cu mărimea perturbatoare,

$$\frac{z(s)}{F_r(s)}=-\frac{s\frac{A_p^2}{R_h}+K_P}{s^3\frac{mA_p^2}{R_h}+s^2\left(mK_P+\frac{K_aA_p^2}{R_h}\right)+s\left(A_p^2+\frac{K_eA_p^2}{R_h}+K_aK_P\right)} \tag{14.79}$$

care mai poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{z(s)}{F_r(s)}=-\frac{1}{m}\cdot\frac{s+\frac{K_PR_h}{A_p^2}}{s^3+\left(\frac{K_PR_h}{A_p^2}+\frac{K_a}{m}\right)s^2+\left(\frac{R_hK_e}{m}+\frac{R_hK_aK_P}{mA_p^2}\right)s+\frac{R_hK_{Qx}\mu}{mA_p}+\frac{R_hK_eK_P}{mA_p^2}} \tag{14.80}$$

Mărimea $z(s)/F_r(s)$ se numeşte "elasticitatea dinamică" a servomecanismului.

Cel mai important caz particular de funcţionare este caracterizat prin următoarele ipoteze:

- sarcina servomecanismului este exclusiv inerţială ($F_e = 0$ şi $F_r = 0$);
- forţa de amortizare vâscoasă a motorului şi sarcinii este nulă ($F_a = 0$).

Aceste ipoteze corespund funcţionării servomecanismului în jurul nulului, cu sarcina aerodinamică nulă şi amortizare vâscoasă neglijabilă, caz tipic în practică. Astfel, amortizarea oscilaţiilor depinde numai de doi factori: coeficientul debit - presiune al distribuitorului şi coeficientul de scurgeri al droselului de stabilizare; aceştia intervin cu pondere egală în coeficientul K_p. Funcţia de transfer (14.78) capătă forma simplă

$$H_0(s)=\frac{z(s)}{y(s)}=\frac{\dfrac{K_{Qx}\mu R_h}{mA_p}}{s^3+s^2\dfrac{K_P R_h}{A_p^2}+s\dfrac{R_h}{m}+\dfrac{K_{Qx}\mu R_h}{mA_p}} \tag{14.81}$$

iar funcția de transfer (14.80) devine

$$\frac{z(s)}{F_r(s)}=-\frac{1}{m}\cdot\frac{s+\dfrac{K_P R_h}{A_p^2}}{s^3+\dfrac{K_P R_h}{A_p^2}s^2+\dfrac{R_h}{m}s+\dfrac{K_{Qx}\mu R_h}{mA_p}} \tag{14.82}$$

Studiul stabilității prin criteriul lui Nyquist necesită determinarea funcției de transfer a căii directe,

$$H(s)=\frac{z(s)}{\varepsilon(s)} \tag{14.83}$$

Ecuația (14.71) poate fi scrisă sub forma

$$\dot{P}=\frac{R_h}{A_p^2}\left(K_{Qx}\mu\varepsilon-A_p\dot{z}-PK_P\right) \tag{14.84}$$

Se aplică acestei ecuații transformata Laplace,

$$sP=\frac{R_h}{A_p^2}\left(K_{Qx}\mu\varepsilon-sA_pz-PK_P\right) \tag{14.85}$$

se explicitează transformata Laplace a căderii de presiune pe motor,

$$P(s)=\frac{K_{Qx}\mu\varepsilon-sA_pz}{K_P+s\dfrac{A_p^2}{R_h}} \tag{14.86}$$

şi se introduce în ecuația (14.75), scrisă sub forma simplă

$$s^2z=\frac{A_p}{m}P \tag{14.87}$$

rezultând funcția de transfer a căii directe:

$$\frac{z(s)}{\varepsilon(s)} = \frac{\mu \frac{K_{Qx}}{A_p}}{s\left(\frac{m}{R_h}s^2 + \frac{mK_P}{A_p^2}s + 1\right)} \tag{14.88}$$

Se introduc următoarele notații:
- pulsația naturală hidraulică,

$$\omega_h = \sqrt{\frac{R_h}{m}} \tag{14.89}$$

- factorul de amortizare,

$$\zeta = \frac{K_P}{2A_p^2}\sqrt{mR_h} \tag{14.90}$$

- factorul de amplificare în viteză,

$$K_v = \frac{\mu K_{Qx}}{A_p} \tag{14.91}$$

Funcția de transfer a căii directe devine

$$H(s) = \frac{z}{y - z} = \frac{K_v}{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta}{\omega_h}s + 1\right)} \tag{14.92}$$

Funcția de transfer a servomecanismului (14.81) poate fi scrisă sub forma

$$H_0(s) = \frac{z(s)}{y(s)} = \frac{K_v\omega_h^2}{s^3 + 2\zeta\omega_h^2 s^2 + \omega_h^2 s + K_v\omega_h^2} \tag{14.93}$$

Utilizarea în funcțiile de transfer a pulsației naturale hidraulice, factorului de amortizare şi factorului de amplificare în viteză permite reducerea la trei față de şase a numărului parametrilor de care depinde dinamica unui servomecanism mecanohidraulic.

b) Studiul analitic al stabilității

Criteriul algebric

Pentru un sistem dinamic descris de o funcție de transfer al cărui numitor este de gradul al treilea, având coeficienții a_3, a_2, a_1 şi a_0, criteriul Routh - Hurwitz stabileşte următoarele condiții necesare şi suficiente de stabilitate:

$$a_0 > 0; \quad a_1 > 0; \quad a_2 > 0; \quad a_3 > 0 \tag{14.94}$$

$$a_1 \cdot a_2 > a_3 \cdot a_0 \tag{14.95}$$

Primul set de condiţii este îndeplinit de toate funcţiile de transfer stabilite. Pentru funcţia de transfer (14.78) ultima condiţie furnizează inegalitatea

$$\left(\frac{K_P R_h}{A_p^2}+\frac{K_a}{m}\right)\left(\frac{R_h}{m}+\frac{K_e}{m}+\frac{R_h K_a K_P}{m A_p^2}\right) > \frac{R_h K_{Qx}\mu}{m A_p}+\frac{R_h K_e K_P}{m A_p^2} \tag{14.96}$$

În cazul particular descris prin funcţia de transfer (14.93) rezultă inegalitatea

$$K_v < 2\zeta\omega_h \tag{14.97}$$

a cărei semnificaţie fizică este evidentă: factorul de amplificare în viteză trebuie limitat la o valoare proporţională cu produsul dintre factorul de amortizare şi pulsaţia naturală hidraulică. Ţinând seama de relaţiile (14.89), (14.90) şi (14.91), condiţia de stabilitate devine

$$R_d = \frac{\mu K_{Qx} A_p}{K_P} < R_h \tag{14.98}$$

Mărimea

$$R_d = \mu A_p \frac{K_{Qx}}{K_P} \tag{14.99}$$

se numeşte rigiditatea distribuitorului. Servomecanismul este stabil dacă rigiditatea distribuitorului este mai mică decât cea hidraulică.

În practică, raportul R_d / R_h este cuprins între 0,2 şi 0,4, valorile inferioare corespunzând servomecanismelor "confortabile" din punctul de vedere al stabilităţii iar cele superioare – servomecanismelor rapide, aflate practic la limita de stabilitate.

Criteriul Nyquist

Criteriul de stabilitate algebric utilizat mai sus oferă doar o condiţie de stabilitate, nepermiţând dimensionarea optimă a componentelor servomecanismului din punctul de vedere al performanţelor. Această problemă poate fi rezolvată cu ajutorul criteriului Nyquist, completat cu informaţii sistematice furnizate de practică.

Se consideră funcţia de transfer a căii directe sub forma (14.88) în care se introduce expresia rigidităţii distribuitorului (14.99):

$$\frac{z(s)}{\varepsilon(s)} = \frac{K_v}{s\left(\frac{m}{R_h}s^2+\frac{K_v m}{R_d}s+1\right)} \tag{14.100}$$

Pentru a trasa locul de transfer se face substituția $s \equiv j\omega$, corespunzătoare excitării servomecanismului în frecvență:

$$\frac{z}{\varepsilon}(j\omega) = \frac{K_v}{j\omega\left(1 - \frac{m}{R_h}\omega^2 + \frac{K_v m}{R_d} j\omega\right)} \tag{14.101}$$

Defazajul dintre mărimea de intrare şi eroarea de urmărire este

$$tg\varphi = \frac{\omega - \frac{m}{R_h}\omega^3}{-\omega^2 \frac{mK_v}{R_d}} \tag{14.102}$$

Dacă servomecanismul este excitat la pulsația naturală ω_h, numărătorul acestei relații devine:

$$\omega_h - \frac{m}{R_h}\omega_h^3 = \omega_h\left(1 - \frac{m}{R_h}\omega_h^3\right) = 0 \tag{14.103}$$

deci $\varphi = -180^0$, corespunzător rezonanței.

În acest regim, raportul amplitudinilor semnalului de intrare şi erorii este:

$$\frac{z_{max}}{\varepsilon_{max}} = \frac{K_v}{\sqrt{\left(\frac{mK_v}{R_d}\omega_h^2\right)^2 + \left(\omega_h - \frac{m}{R_h}\omega_h^3\right)^2}} = \frac{R_d}{R_h} \tag{14.104}$$

Locul de transfer are aspectul din figura 14.16.

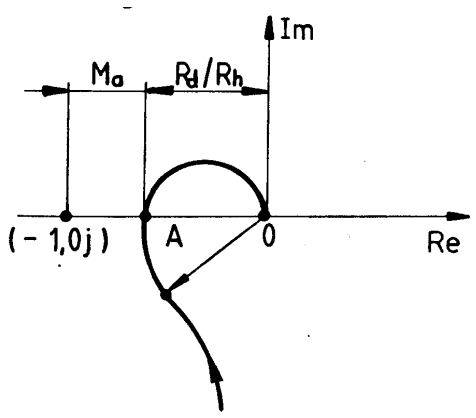


Fig. 14.16. Locul de transfer al servomecanismului.

Marginea de amplificare a sistemului este

$$M_a = 1 - \frac{R_d}{R_h} \tag{14.105}$$

Acest rezultat este în concordanță cu cel oferit de criteriul Routh - Hurwitz care indică destabilizarea sistemului pentru $R_h = R_d$. Pentru a obține un răspuns tranzitoriu optim, marginea de amplificare trebuie să fie aproximativ 0,75 deci

$$\left(\frac{R_d}{R_h}\right)_{opt} = 0{,}25 \tag{14.106}$$

Această relație nu poate fi întodeauna satisfăcută în practică, fiind necesare dispozitive de stabilizare adiționale.

c) Prevenirea fenomenului de cavitație

Analiza liniarizată a dinamicii servomecanismelor mecanohidraulice studiază funcționarea acestor sisteme în absența fenomenului de cavitație. Practica a dovedit că această ipoteză nu este întotdeauna adevărată.

Decelerarea unei sarcini inerțiale mari poate genera o suprapresiune importantă în camera activă a cilindrului hidraulic şi simultan o depresiune majoră în camera pasivă a acestuia, deoarece în cursul închiderii, distribuitorul cu acoperire practic nulă nu poate furniza motorului un debit suficient pentru a evita formarea bulelor cavitaționale. Sarcina depăşeşte poziția prescrisă, închizând orificiile distribuitorului un timp suficient de îndelungat pentru a genera simultan efectele menționate.

Şocurile de presiune distrug motorul prin oboseală, iar implozia bulelor de vapori şi gaze provoacă îndeosebi eroziunea cavitațională a muchiilor active ale sertarului.

Acoperirea pozitivă, utilizată uneori pentru reducerea gradientului de debit în jurul originii şi pentru limitarea scurgerilor, sau rezultată din erori tehnologice, poate genera suprapresiuni de patru ori mai mari decât presiunea de alimentare când sertarul este centrat în cursul decelerării sarcinii. Lichidul închis în camera activă absoarbe energia cinetică a acestuia, mărindu-şi presiunea, iar lichidul închis în camera pasivă este decomprimat până la vaporizare.

Pentru a determina condițiile de apariție a cavitației se consideră modelul matematic al servomecanismului format din ecuațiile (14.60) ... (14.64) şi se admit următoarele ipoteze simplificatoare, care nu afectează generalitatea concluziilor:

- sarcina servomecanismului este pur inerțială, stabilitatea fiind asigurată de caracteristica distribuitorului şi de scurgerile printr-un drosel dispus în paralel cu motorul;
- factorul de amplificare cinematică a erorii este unitar, $\mu = 1$;
- servomecanismul este excitat în frecvență la intrare, deci şi legea de mişcare a sertarului este sinusoidală, cu amplitudinea x_M şi pulsația ω.

Modelul matematic al servomecanismului este format din următoarele ecuații:

$$\dot{P} = \frac{R_h}{A_p^2}\left(xK_{Qx} - \dot{z}A_p - PK_P\right) \tag{14.107}$$

$$\frac{z}{x} = \frac{K_v}{s\left(\frac{m}{R_h}s^2 + \frac{mK_P}{A_p^2}s + 1\right)} \tag{14.108}$$

Se aplică transformata Laplace în condiții inițiale nule primei ecuații,

$$sP = \frac{R_h}{A_p^2}\left(xK_{Qx} - szA_p - PK_P\right) \tag{14.109}$$

şi se explicitează transformata Laplace a căderii de presiune pe motor:

$$P(s) = \frac{xK_{Qx} - szA_p}{K_P + s\frac{A_p^2}{R_h}} \tag{14.110}$$

Se introduce în această ecuație transformata Laplace a poziției pistonului şi se ține seama de relația (14.91), rezultând transformata Laplace a căderii de presiune pe motor în funcție de transformata Laplace a deplasării sertarului:

$$P(s) = \frac{mK_{Qx}}{A_p^2} \cdot \frac{s}{s^2\frac{m}{R_h} + s\frac{mK_P}{A_p^2} + 1}x(s) \tag{14.111}$$

În cazul excitării în frecvență

$$x(t) = x_M \sin \omega t \tag{14.112}$$

şi

$$P(t) = P_M \sin(\omega t - \varphi) \tag{14.113}$$

unde P_M este căderea maximă de presiune pe motor.

Pentru $s = j\omega$,

$$\frac{P}{x}(j\omega) = \frac{\omega m K_{Qx}}{A_p^2} \cdot \frac{\frac{\omega m K_P}{A_p^2} + j\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_h^2}\right)}{\left(\frac{\omega m K_P}{A_p^2}\right)^2 + \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_h^2}\right)^2} \tag{14.114}$$

Se poate calcula în continuare raportul

$$A(\omega)=\frac{P_M}{x_M}(\omega)=\frac{\omega m K_{Qx}}{A_p^2}\cdot\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_h^2}\right)^2+\left(\frac{\omega m K_P}{A_p^2}\right)^2}} \quad (14.115)$$

La rezonanță $\omega=\omega_h$ şi

$$A(\omega_h)=\frac{K_{Qx}}{K_{QP}+K_l} \quad (14.116)$$

În absența droselului de stabilizare ($K_l=0$)

$$A(\omega_h)=\frac{K_{Qx}}{K_{QP}}\Big|_0=K_{Px0} \quad (14.117)$$

Pentru un distribuitor ideal, sensibilitatea în presiune în origine este infinită, deci cavitația se produce pentru orice amplitudine a excitației. În cazul distribuitorului real, sensibilitatea în presiune are valori foarte mari, astfel că excitarea servomecanismului la frecvența de rezonanță provoacă apariția cavitației chiar la amplitudini relativ mici ale oscilației sertarului. Cavitația apare când căderea de presiune pe motor atinge presiunea sursei,

$$P=p_s \quad (14.118)$$

Din relația (14.117) rezultă

$$\frac{p_s}{x_M}=K_{Px}\Big|_0 \quad (14.119)$$

deci amplitudinea maximă a oscilației sertarului care nu provoacă apariția cavitației este

$$x_{Mc}=\frac{p_s}{K_{Px}} \quad (14.120)$$

Presiunea uzuală de alimentare a servomecanismelor aeronavelor este p_s = 210 bar. Din relația (12.47) rezultă:

$$K_{Px0}=1{,}17\cdot 10^8\sqrt{210\cdot 10^5}\cong 5{,}36\cdot 10^{11}\ \mathrm{N/m^3} \quad (14.121)$$

deci

$$x_{Mc}\cong 40\,\mu\mathrm{m}$$

Se constată că în absența droselului de amortizare amplitudinea maximă admisibilă a oscilației sertarului este foarte mică, putând fi uşor realizată pe aeronave şi utilaje mobile datorită elasticității acestora.

Scurgerile între racordurile motorului, elementele de amortizare vâscoasă şi acoperirea negativă reduc pericolul de apariție a cavitației.

În cursul proiectării unui servomecanism este obligatorie verificarea valorilor minime ale presiunii.

Dinamica reală nu poate fi studiată decât prin simulare numerică sau analogică, mai ales în cazul condițiilor de utilizare ce nu pot fi considerate ideale.

14.3.4. Metode de mărire a stabilității servomecanismelor mecanohidraulice

În prezent se utilizează frecvent următoarele procedee de mărire a stabilității sistemelor automate mecanohidraulice de reglare a poziției:

- disiparea hidraulică a energiei fluidului furnizat de sursa motorului prin distribuitor, în cursul oscilațiilor;
- reducerea factorului de amplificare al distribuitorului în jurul nulului hidraulic;
- mărirea zonei de insensibilitate a distribuitorului;
- compensarea acțiunii fluidului destabilizator prin reacții adiționale.

a) Amplasarea unei rezistențe hidraulice în paralel cu cilindrul hidraulic

Analiza liniarizată evidențiază prin relațiile (14.90) rolul stabilizator al scurgerilor dintre racordurile motorului unui servomecanism mecanohidraulic. În acelaşi timp, utilizarea unei rezistențe hidraulice calibrate ca amortizor de oscilații implică un consum permanent de fluid sub presiune, proporțional cu forța utilă dezvoltată de motor şi, în consecință, o eroare statică. Explicația apariției acesteia este simplă: pentru a crea o forță utilă sau a rejecta o forță perturbatoare, este necesară o cădere de presiune pe motor căreia îi corespunde un debit prin rezistența hidraulică; astfel, distribuitorul trebuie să rămână permanent deschis, chiar dacă mărimea de intrare este nulă. În practică, rezistența stabilizatoare este relativ mare, astfel că eroarea statică şi pierderea de energie au valori acceptabile.

Acest procedeu de stabilizare ridică următoarele probleme: alegerea tipului de rezistență hidraulică şi dimensionarea sa pentru a asigura rezerva de stabilitate impusă.

Din punctul de vedere al facilității de calcul, o rezistență de tip capilar este cea mai convenabilă, dar comportarea ei statică este puternic influențată de temperatură, care în numeroase cazuri variază în limite foarte largi. Ca urmare, sunt preferate orificiile scurte cu muchie ascuțită sau orificiile lungi, mai puțin sensibile la variațiile temperaturii fluidului, datorită caracterului turbulent al curgerii la numere Re relativ mici.

Ținând seama de faptul că la acelaşi diametru orificiile lungi pot reprezenta rezistențe hidraulice mult mai mari decât orificiile cu muchie ascuțită, primele sunt mai răspândite.

Analiza liniarizată necesită caracterizarea globală, prin coeficientul K_l , a rezistenței de stabilizare. În practică se utilizează liniarizarea prin metoda tangentei sau prin metoda coardei; ambele conduc la rezultate neunivoce, deci incerte, verificarea experimentală fiind obligatorie.

Coeficientul de debit al unui orificiu lung având diametrul d_d şi lungimea l_d variază relativ lent în raport cu numărul Reynolds echivalent,

$$\mathrm{Re}_e = \frac{d_d}{l_d}\mathrm{Re} \tag{14.122}$$

În jurul originii, pentru $\mathrm{Re}_e < 5$, coeficientul de debit al unui astfel de drosel poate fi calculat cu relația

$$c_d = 0{,}125\sqrt{\mathrm{Re}_e} \tag{14.123}$$

sau

$$c_{dd} = 0{,}125\sqrt{\frac{d_d}{l_d}\cdot\frac{4Q_d}{\pi\nu d_d}} \tag{14.124}$$

Caracteristica de regim staționar a droselului poate fi scrisă sub forma

$$Q_d = c_{dd}\frac{\pi d_d^2}{4}\sqrt{\frac{2}{\rho}P} = \frac{\pi d_d^4}{128\eta l_d}P \tag{14.125}$$

deci

$$K_l = \frac{\pi d_d^4}{128\eta l_d} = \frac{\pi d_d^3}{128\eta}\cdot\frac{d_d}{l_d} \tag{14.126}$$

În cazul unui orificiu cu muchie ascuțită de acelaşi diametru, la numere Re mici, caracteristica de regim staționar are forma stabilită de Wuest

$$Q_d = \frac{\pi d_d^3}{50{,}4\eta}P \tag{14.127}$$

deci

$$K_l = \frac{\pi d_d^3}{50{,}4\eta} \tag{14.128}$$

Prin compararea relațiilor (14.126) şi (14.128) se deduce utilitatea orificiilor lungi: pentru același coeficient de scurgeri diametrul acestora este mai mare, micşorând pericolul obliterării şi simplificând tehnologia de fabricație.

O altă soluție de introducere a unei scurgeri cu efect stabilizator constă în utilizarea unui distribuitor cu acoperire negativă. Dezavantajul major al acestui

procedeu constă în faptul că scurgerile sunt maxime la sarcină nulă, care poate fi relativ frecventă.

b) Amplasarea unor rezistenţe hidraulice în serie cu motorul hidraulic

Compensarea acţiunii debitului excesiv (destabilizator) furnizat de distribuitor motorului necesită consumarea parţială a acestuia în fază cu mişcarea pistonului. În consecinţă, dispozitivele de stabilizare bazate pe detecţia vitezei sunt ineficiente deoarece defazajul debitului corespunzător este de $\pi/2$. Mărimea de reacţie cea mai eficientă este acceleraţia pistonului, deoarece oferă avantajul de a nu introduce o eroare statică, dar detecţia mecanică a acceleraţiei şi utilizarea ei este mult mai dificilă decât cea electrică, motiv pentru care este puţin folosită. În schimb, servomecanismele electrohidraulice beneficiază esenţial de această reacţie.

O altă mărime care evoluează practic în fază cu poziţia pistonului este căderea de presiune pe motorul hidraulic. Aceasta poate fi aplicată asupra unui piston centrat cu resoarte foarte rigide, care acţionează adiţional comparatorul servomecanismului. Şi acest tip de reacţie introduce o eroare statică, a cărei eliminare se face în practică cu dispozitive analogice filtrelor electronice. Un exemplu tipic este prezentat în figura 14.17. Între racordurile motorului hidraulic se amplasează un circuit format dintr-un orificiu calibrat şi un piston uşor, centrat cu resoarte rigide, care se comportă ca un condensator electric, adică permite transmiterea debitelor alternative de mare frecvenţă, atenuează debitele alternative de joasă frecvenţă şi anulează debitele continue deoarece pentru o cădere de presiune constantă pe motor pistonul se află în echilibru.

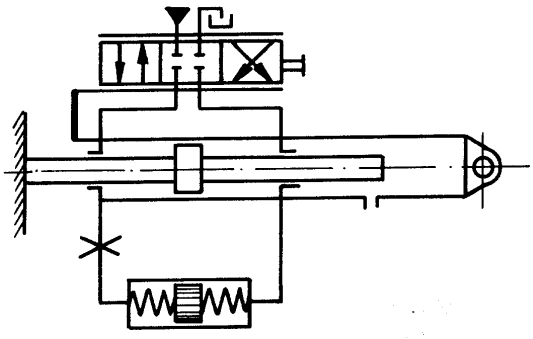


Fig. 14.17. Servomecanism cu reacţie tranzitorie de presiune.

Dacă sistemul este dimensionat judicios, pistonul poate fi "transparent" în vecinătatea pulsaţiei naturale a sevomecanismului, suprimând în acelaşi timp scurgerile permanente, deci şi eroarea statică. Dispozitivul este numit "filtru trece-sus" şi constituie un etaj obligatoriu în toate sistemele de eliminare a erorii statice. Studiul comportării sale dinamice depăşeşte cadrul acestei lucrări.

Sistemele de comandă hidraulice proporţionale pot fi acordate cu cerinţele sistemelor comandate prin intermediul unor rezistenţe hidraulice amplasate în serie cu motorul hidraulic.

La prima vedere, o astfel de soluţie ar putea contribui la mărirea stabilităţii unui servomecanism mecanohidraulic fără a introduce o eroare statică. Modelul

matematic corespunzător introducerii unui orificiu cu muchie ascuțită, având diametrul d_d, pe fiecare racord al cilindrului hidraulic, include în ecuația de mişcare,

$$\ddot{z} = \left(P - \Delta P_d\right)\frac{A_p}{m} \tag{14.129}$$

căderea de presiune pe drosele,

$$\Delta P_d = 2K_d \cdot Q^2 \tag{14.130}$$

corespunzătoare debitului mediu al racordurilor.

Dacă scugerile corespunzătoare rezistenței hidraulice amplasate în paralel cu cilindrul hidraulic se mențin la valoarea optimă, orificiile relativ mari ($d_d \cong$ 2 mm) nu au o influență semnificativă asupra răspunsului la un semnal treaptă aplicat la intrare (fig. 14.18).

Reducerea semnificativă (de trei ori) a scurgerilor stabilizatoare transformă răspunsul aperiodic al servomecanismului într-unul oscilant, tipic pentru sistemele automate descrise prin funcții de transfer de ordinul al treilea, *conservând în medie răspunsul aperiodic* (fig. 14.19).

Reducerea excesivă a diametrului droselelor amplasate în serie cu cilindrul hidraulic (fig. 14.20) accentuează această transformare defavorabilă. Astfel se explică faptul că servomecanismele uzuale *nu includ* astfel de rezistențe hidraulice.

c) Amplasarea unei rezistențe hidraulice între pompă şi servomecanism

Introducerea unei rezistențe hidraulice între o sursă de alimentare la presiune constantă, p_0, şi un servomecanism mecanohidraulic, provoacă scăderea presiunii de alimentare a distribuitorului la creşterea vitezei pistonului, ceea ce echivalează practic cu o reacție tranzitorie. În acest caz, caracteristica distribuitorului poate fi scrisă sub forma

$$Q = K'_{Qx} x \sqrt{p_s - P\,\mathrm{sign}x} \tag{14.131}$$

în care

$$K'_{Qx} = \frac{c_d b}{\sqrt{\rho}} \tag{14.132}$$

şi

$$p_s = p_0 - K_{ds} \cdot Q^2 \tag{14.133}$$

Aici, K_{ds} este constanta droselului de arie A_{ds} , considerat în regim turbulent. Din ecuația de continuitate şi din caracteristica distribuitorului rezultă:

$$Q(x,P) = \frac{x \cdot K'_{Qx}}{\sqrt{1 + K_{ids} \cdot x^2}} \cdot \sqrt{1 - \frac{P}{p_0}\,\mathrm{sign}x} \tag{14.134}$$

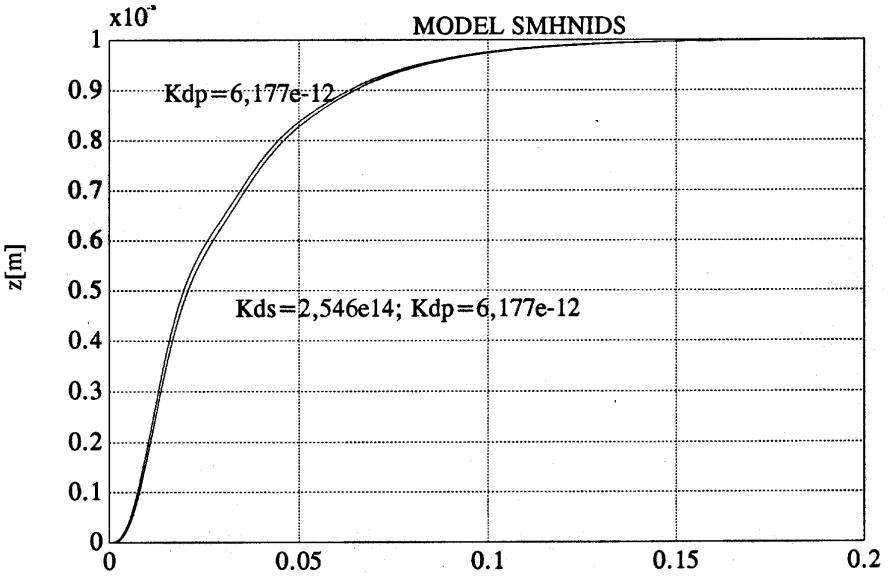


Fig. 14.18. Răspunsul la semnal treaptă al unui servomecanism prevăzut cu drosele amplasate în serie cu cilindrul hidraulic.

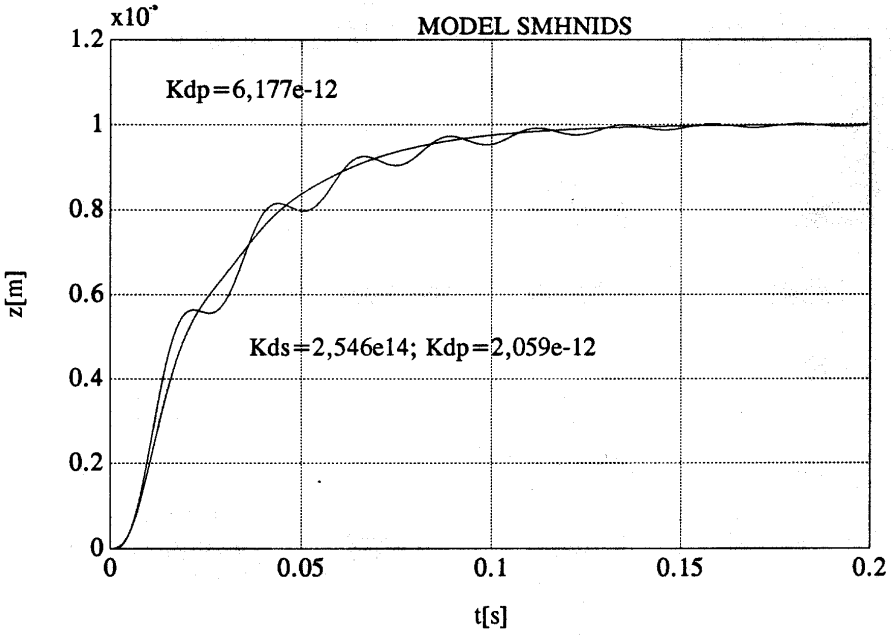


Fig. 14.19. Influența reducerii diametrului droselului amplasat în paralel cu cilindrul hidraulic.

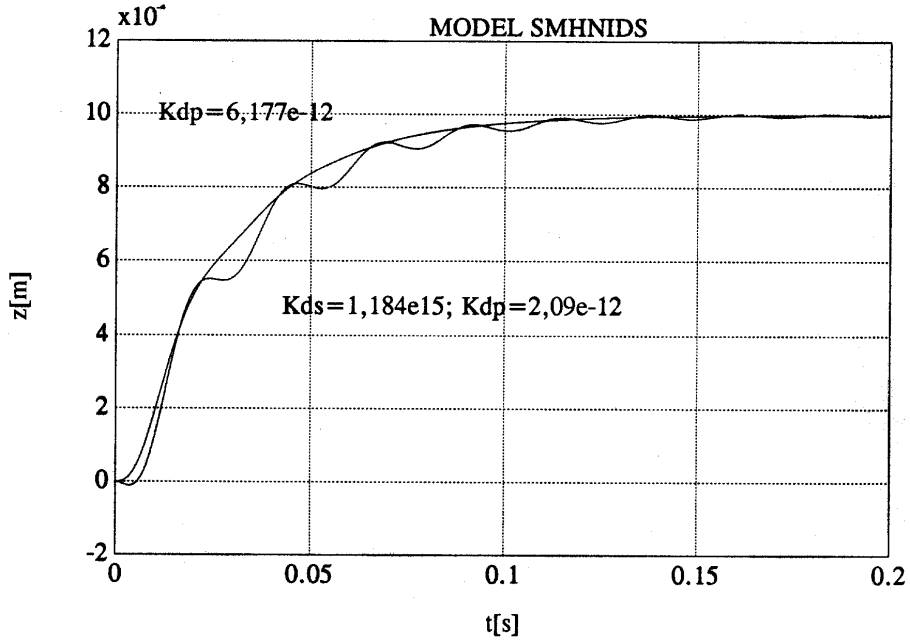


Fig. 14.20. Influența reducerii diametrului droselelor amplasate în serie cu cilindrul hidraulic.

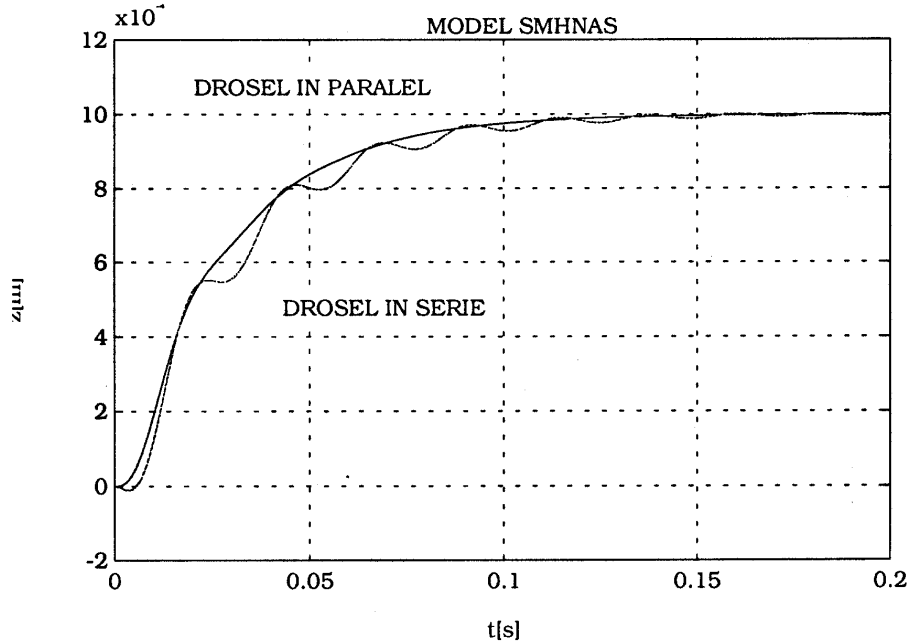


Fig. 14.21. Influența unui drosel amplasat în serie cu servomecanismul.

unde

$$K_{ids} = \frac{K_{ds} \cdot K'^{2}_{Qx}}{p_0} \tag{14.135}$$

este coeficientul de influență tranzitorie a droselului.

În figura 14.21 se prezintă comparativ răspunsul servomecanismului studiat în acest capitol şi răspunsul aceluiaşi servomecanism prevăzut cu un drosel de 0,5 mm pe racordul de alimentare. Se constată că scurgerile pot fi micşorate semnificativ (de la $6{,}137 \cdot 10^{-12}$ m^5/Ns, la $1{,}235 \cdot 10^{-12}$ m^5/Ns), dar timpul de răspuns creşte, iar răspunsul la un semnal treaptă devine *oscilant*.

În cursul unui semnal uzual de tip rampă, viteza pe care o poate dezvolta pistonul este limitată prin reducerea tranzitorie a presiunii de alimentare. Această caracteristică este utilizată în practică pentru a "detara" un servomecanism în scopul utilizării sale, fără nici o modificare constructivă, în diverse aplicații mai puțin performante. Un exemplu tipic se întâlneşte în domeniul servomecanismelor regulatoarelor de turație ale turbinelor hidraulice, unde realizarea unui servomecanism pentru fiecare amenajare nu este rentabilă, preferându-se introducerea unui drosel în amonte de distribuitor.

d) Reducerea factorului de amplificare al distribuitorului în jurul nulului hidraulic

Acest procedeu poate fi utilizat în cazul servomecanismelor a căror sarcină inerțială este relativ mică în raport cu cea de natură aerodinamică şi constă în reducerea lățimii ferestrelor de distribuție spre poziția de nul a sertarului (fig. 14.22). Uzual, ferestrele sunt trapezoidale, iar la limită pot ajunge triunghiulare.

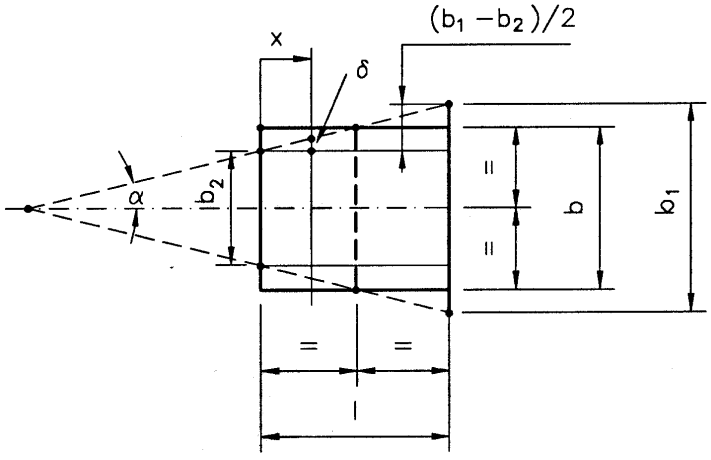


Fig. 14.22. Fereastră de distribuție trapezoidală.

Efectul stabilizator al acestui procedeu poate fi evidențiat considerând ca referință un distribuitor cu ferestre dreptunghiulare având aceeaşi arie totală, asigurând deci aceeaşi viteză maximă de ieşire a servomecanismului.

În cazul de referință, A(x) = bx, b fiind lățimea ferestrei, iar x – deplasarea sertarului din poziția neutră. Forma unei ferestre trapezoidale poate fi definită prin unghiul flancurilor cu axa de simetrie,

$$\alpha = \operatorname{arctg}\frac{b_1 - b_2}{2 \cdot l} \tag{14.136}$$

unde: b_1 este baza mică a trapezului; b_2 – baza mare; l – lungimea fantelor. Variația ariei fantei în funcție de cursa sertarului se deduce pornind de la ecuațiile

$$b_1 + b_2 = 2b \tag{14.137}$$

$$b_1 - b_2 = 2 \cdot l \cdot \operatorname{tg}\alpha\,. \tag{14.138}$$

Rezolvând acest sistem în raport cu lungimile bazelor trapezului rezultă

$$b_1 = b + l \cdot \operatorname{tg}\alpha \tag{14.139}$$

$$b_2 = b - l \cdot \operatorname{tg}\alpha \tag{14.140}$$

Aria fantei se calculează cu relația

$$A(x) = x(b_2 + \delta) \tag{14.141}$$

unde

$$\delta = |x|\frac{b_1 - b_2}{2l} = |x|\operatorname{tg}\alpha \quad \geq \quad 0 \tag{14.142}$$

deci

$$A(x) = x(b_2 + |x|\operatorname{tg}\alpha) \tag{14.143}$$

Ținând seama de relația (14.139) rezultă o expresie a ariei,

$$A(x) = x[b - \operatorname{tg}\alpha(1 - |x|)] \tag{14.144}$$

care conține un singur parametru: unghiul α. Valoarea maximă a acestuia corespunde fantei triunghiulare ($b_2 = 0$):

$$\alpha_{max} = \operatorname{arctg}\ b/l \tag{14.145}$$

În acest caz, caracteristica distribuitorului are forma:

$$Q = \frac{c_d}{\sqrt{\rho}} x[b - \operatorname{tg}\alpha(1 - |x|)] \cdot \sqrt{1 - \frac{P}{p_s}\operatorname{sign}x} \tag{14.146}$$

Utilizarea fantelor trapezoidale măreşte rezerva de stabilitate a servomecanismului, dar şi constanta sa de timp. La această concluzie se ajunge prin

simulare numerică, studiind comportarea sistemului de ecuaţii diferenţiale corespunzător unei sarcini pur inerţiale pentru semnale treaptă aplicată la intrare. Experimentele de simulare numerică au fost efectuate pentru o lăţime echivalentă constantă a ferestrei, variind unghiul α pentru a evidenţia cantitativ efectul micşorării factorului de amplificare în jurul nulului (fig. 14.23, 14.24, 14.25). Calculele efectuate indică mărirea rezervei de stabilitate simultan cu mărirea timpului de răspuns, în condiţiile reducerii semnificative a scurgerilor.

În absenţa scurgerilor, este posibilă stabilizarea servomecanismului prin ferestre de distribuţie trapezoidale numai la mase echivalente relativ mici şi ţinând seama de frecări. Această concluzie este validată de servomecanismele utilizate pentru comanda suprafeţelor servoasistate ale avioanelor subsonice.

În cazul servomecanismelor aferente servopompelor industriale echipate cu regulatoare de presiune, sunt preferate ferestrele *piriforme*. Dacă primează criteriul simplităţii tehnologice, se utilizează întotdeauna ferestre *rotunde*, obţinute prin găurirea precisă a bucşelor, urmată de rectificarea acestora.

În cazul utilizării unor ferestrelor de distribuţie *rotunde*, având diametrul d, aria fantelor generate prin deplasarea x a sertarului este:

$$A(x) = A_o\left[\arccos(1-2x/d) - 2(1-2x/d)\sqrt{x/d-(x/d)^2}\right] \qquad (14.147)$$

În figura 14.26 se prezintă comparativ răspunsul servomecanismului cu ferestre dreptunghiulare studiat în acest capitol şi răspunsul unui servomecanism similar, realizat cu ferestre circulare de aceeaşi arie maximă. Răspunsul rămâne aperiodic, dar este mai lent. Timpul de răspuns poate fi micşorat semnificativ prin mărirea diametrului ferestrelor, dar răspunsul tinde să devină oscilant (fig. 14.27).

e) Mărirea zonei de insensibilitate a distribuitorului

Folosirea unui distribuitor cu grad de acoperire pozitiv are efect similar procedeului descris anterior, dar ridică o problema delicată: pericolul apariţiei fenomenului de cavitaţie, corespunzător închiderii camerei pasive de volum variabil a cilindrului hidraulic la trecerea sertarului prin zona de etanşare. Caracteristica statică a distribuitorului prezintă o zonă moartă hidraulică mai îngustă decât cea geometrică şi are tangenta continuă datorită scurgerilor.

Procedeul este aplicabil îndeosebi dacă zona de insensibilitate admisibilă a servocomenzii nu este prea îngustă, iar sarcina este preponderent de tip elastic, efectul masei sale echivalente fiind relativ mic. Aceste condiţii sunt îndeplinite, de exemplu, de eleroanele aeronavelor uşoare.

Aplicaţia 14.1. Metodă de liniarizare a caracteristicii distribuitoarelor cu centrul închis critic

Chiar în condiţiile tehnicii de calcul actuale, integrarea servomecanismelor mecanohidraulice în sisteme automate complexe necesită descrierea comportamentală sintetică a acestora prin intermediul funcţiilor de transfer sau al variabilelor de stare.

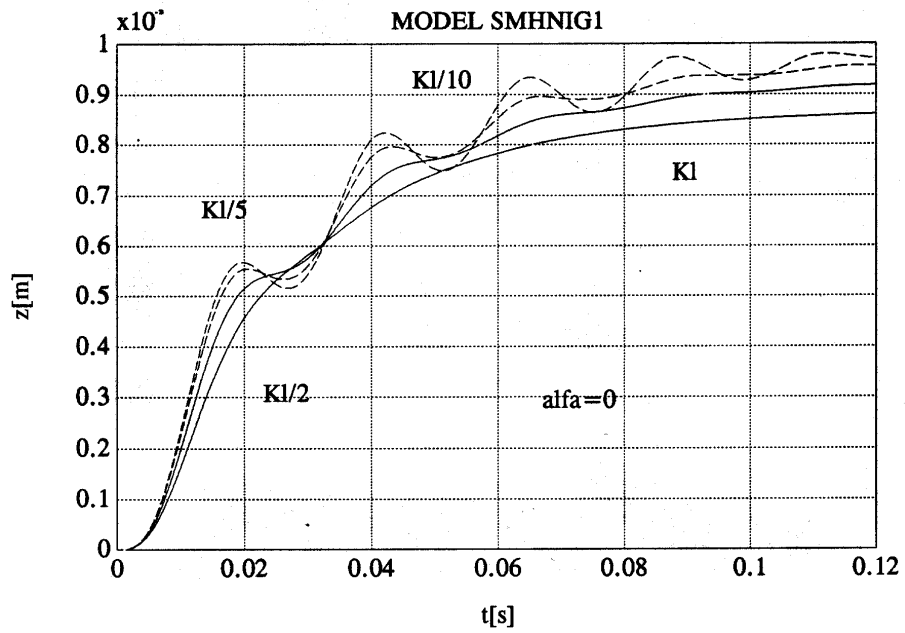


Fig. 14.23. Influența scurgerilor în cazul ferestrelor dreptunghiulare.

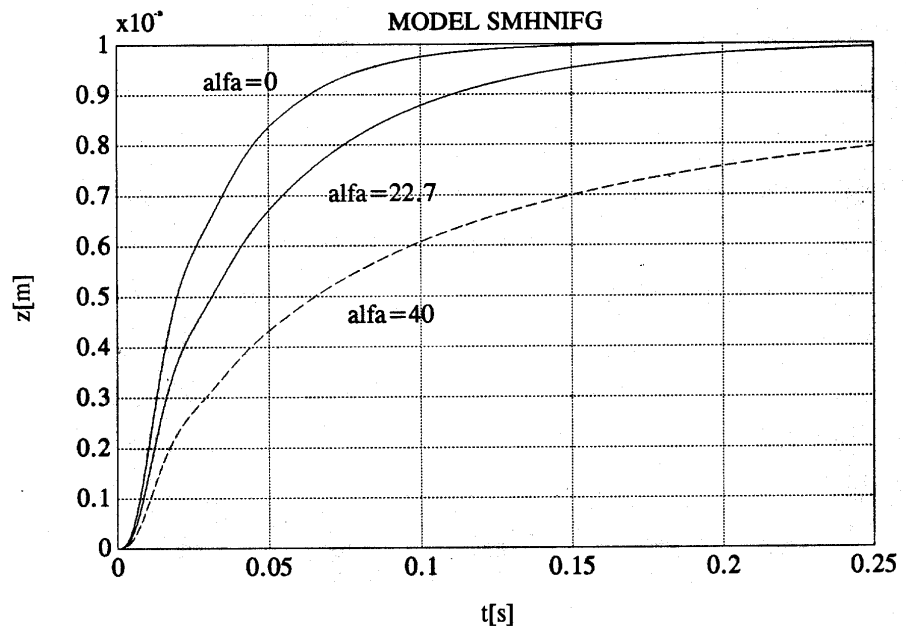


Fig. 14.24. Influența unghiului caracteristic al ferestrelor trapezoidale pentru scurgeri normale.

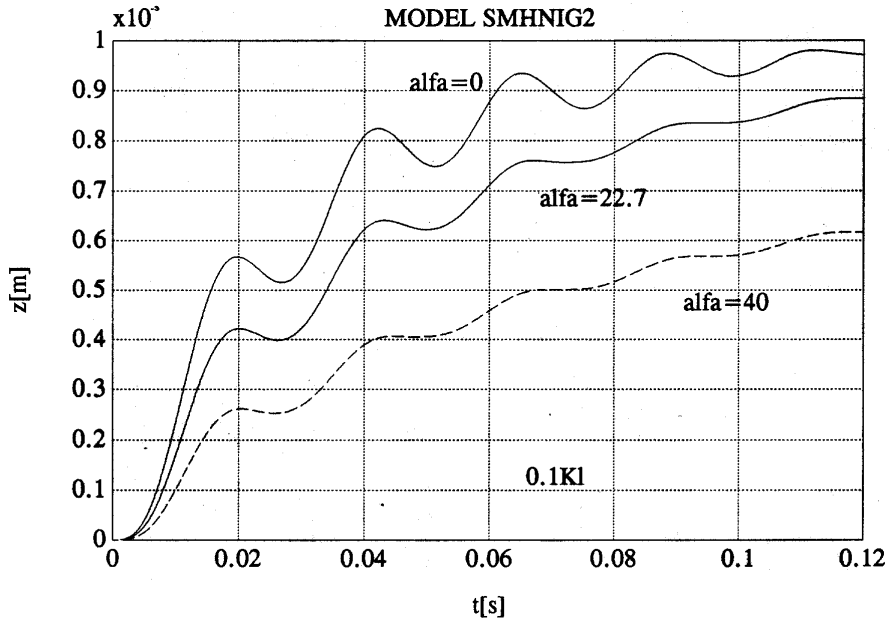


Fig. 14.25. Influența unghiului caracteristic al ferestrelor trapezoidale pentru scurgeri foarte mici.

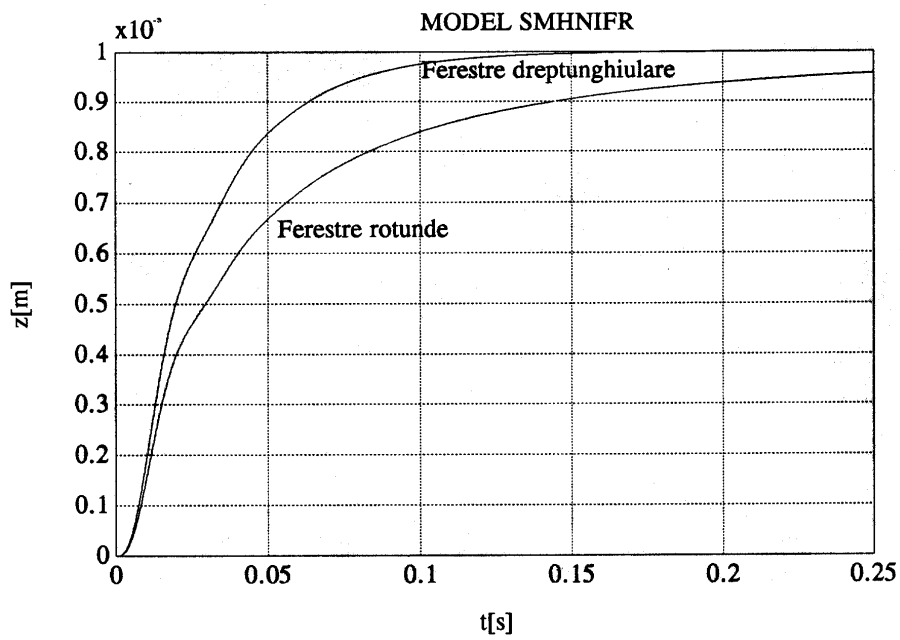


Fig. 14.26. Influența ferestrelor de distribuție rotunde de arie egală cu ferestrele dreptunghiulare.

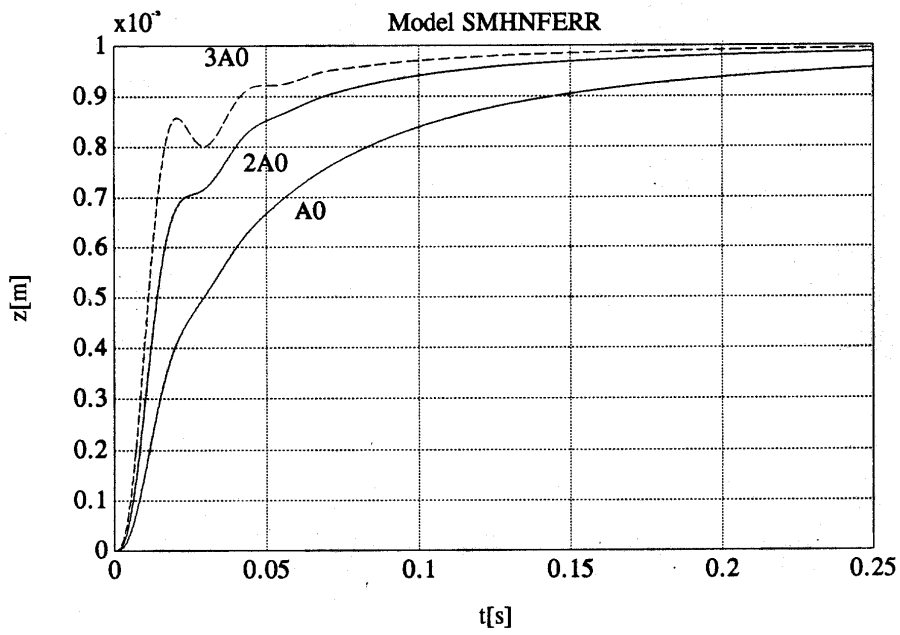


Fig. 14.27. Influența ariei totale a ferestrelor de distribuție rotunde.

Problema centrală a liniarizării modelului matematic al unui servo-mecanism mecanohidraulic este determinarea pe baze obiective a unei valori *acceptabile* pentru scopuri practice a coeficientului debit - presiune. În cursul fenomenelor tranzitorii normale în care este implicat un servomecanism, valoarea acestui coeficient variază continuu. Astfel, problema stabilirii unei valori unice pentru coeficientul K_{QP} constituie de fapt o problemă de identificare ce poate fi rezolvată prin mai multe procedee. Dintre strategiile dezvoltate în ultimele două decenii, cea mai evoluată din punct de vedere formal este cea în care identificarea se realizează utilizând semnale de excitație pseudoaleatoare de tip "zgomot alb", cu lățime de bandă limitată. Metoda oferă rezultate corecte din punct de vedere formal şi apropiate de valorile determinate pe cale experimentală, dar necesită o prelucrare matematică neadecvată pentru scopuri practice.

Soluția propusă în această lucrare porneşte de la observația că excitarea unui servomecanism cu semnale dreptunghiulare constituie cel mai sever regim de utilizare, iar spectrul de frecvențe aferent este infinit. Ca urmare, s-a ales ca procedeu practic de stabilire a valorii a coeficientului K_{QP}, identificarea răspunsurilor la semnale treaptă oferite de modelul neliniar şi de modelul liniarizat.

Calculele au fost întreprinse sistematic pe baza liniarizării caracteristicii distribuitorului în punctul de transfer maxim de putere, definit prin următoarele coordonate:

$$x = x_{max} \tag{14.1.1}$$

$$P = \frac{2}{3} p_s \tag{14.1.2}$$

Pentru identificare, s-a adoptat criteriul identității timpului de răspuns, care pentru servomecanismele "confortabile" conduce practic la aceleaşi rezultate ca şi criteriul duratei regimului tranzitoriu.

Cel mai simplu model neliniar, corespunzător răspunsului unui servomecanism la semnal treaptă, este format din următoarele patru ecuații:

$$x = \mu(y_\infty - z) \tag{14.1.3}$$

$$\ddot{z} = \frac{A_p}{m} P \tag{14.1.4}$$

$$Q = A_p \dot{z} + K_l P + \frac{A_p^2}{R_h} \dot{P} \tag{14.1.5}$$

$$Q = K_{Qx} x \sqrt{1 - \operatorname{sign} x \frac{P}{p_s}} \tag{14.1.6}$$

S-a notat cu y_∞ treapta de poziție aplicată la intrarea servomecanismului. În acest sistem au fost *neglijate în mod deliberat* toate forțele de frecare, astfel că amortizarea oscilațiilor este asigurată *numai* prin panta negativă a caracteristicii distribuitorului şi prin droselul de amortizare dispus în paralel cu cilindrul hidraulic. În vederea simulării numerice cu limbajul SIMULINK - MATLAB, din ultimele două ecuații ale modelului, se explicitează derivata căderii de presiune pe cilindrul hidraulic:

$$\dot{P} = \frac{R_h}{A_p^2} \left(Q - A_p \dot{z} - K_l P \right) \tag{14.1.7}$$

Schemele de simulare numerică corespunzătoare modelului liniarizat şi celui neliniar sunt prezentate în figurile A.14.1-1, respectiv A.14.1-2.

În cazul modelului liniarizat, ultima ecuație se înlocuieşte prin ecuația diferențială

$$\dot{P} = \frac{R_h}{A_p^2} \left(K_{Qx} x - A_p \dot{z} - P K_P \right) \tag{14.1.8}$$

Calculele numerice au fost efectuate pentru un servomecanism performant, identificat pe cale experimentală în Laboratorul de Acționări Hidraulice şi Pneumatice al Catedrei de Hidraulică şi Maşini Hidraulice a Universității "POLITEHNICA" din Bucureşti. Metoda de liniarizare propusă a fost verificată

sistematic pentru servomecanismele realizate în țară sub licență, sau în concepție proprie.

Într-o primă etapă, s-a studiat influența neliniarității esențiale a distribuitorului asupra răspunsului la semnal treaptă. În toate calculele a fost considerat semnalul tipic $y_\infty = 1$ mm, corespunzător lungimii uzuale a ferestrelor de distribuție. Rezultatele simulărilor numerice simultane sunt prezentate în figurile A.14.1-3 ... A.14.1-6, care permit o comparație directă între cele două modele studiate. Din punct de vedere practic, toate seturile de curbe evidențiază o diferență neglijabilă între cele două modele. Aceste calcule validează modelul liniarizat, permițând integrarea sa în modelele corespunzătoare instalării servomecanismelor în condiții reale. Utilizând în continuare modelul liniar, a fost studiată sistematic influența următoarelor mărimi: masa redusă la tija pistonului (fig. A.14.1-7); constanta scurgerilor de stabilizare (fig. A.14.1-8); lățimea ferestrelor de distribuție (fig. A.14.1-9); aria pistonului (fig. A.14.1-10); presiunea de alimentare (fig. A.14.1-11); modulul de elasticitate al lichidului (fig. A.14.1-12).

Concluzia globală oferită de aceste experimente de simulare este că factorii determinanți ai dinamicii servomecanismului sunt lățimea ferestrelor de distribuție şi constanta scurgerilor. În consecință, pentru a mări precizia calculelor, s-a studiat influența acestor parametri utilizând modelul neliniar. Rezultatele sunt prezentate în figurile A.14.1-13 şi A.14.1-14.

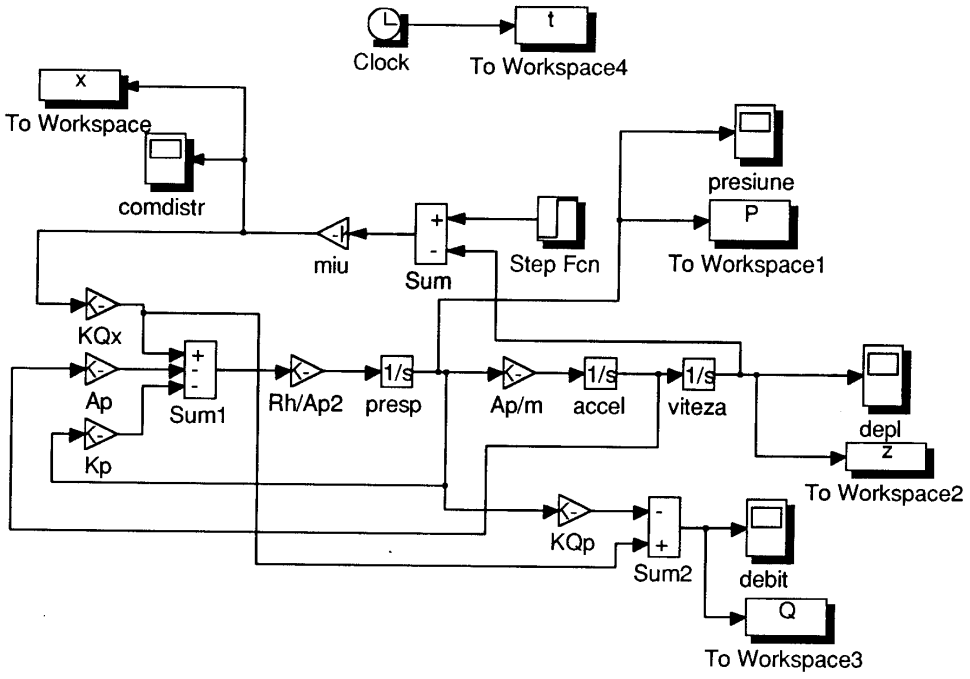


Fig. A.14.1-1. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare celui mai simplu model liniar.

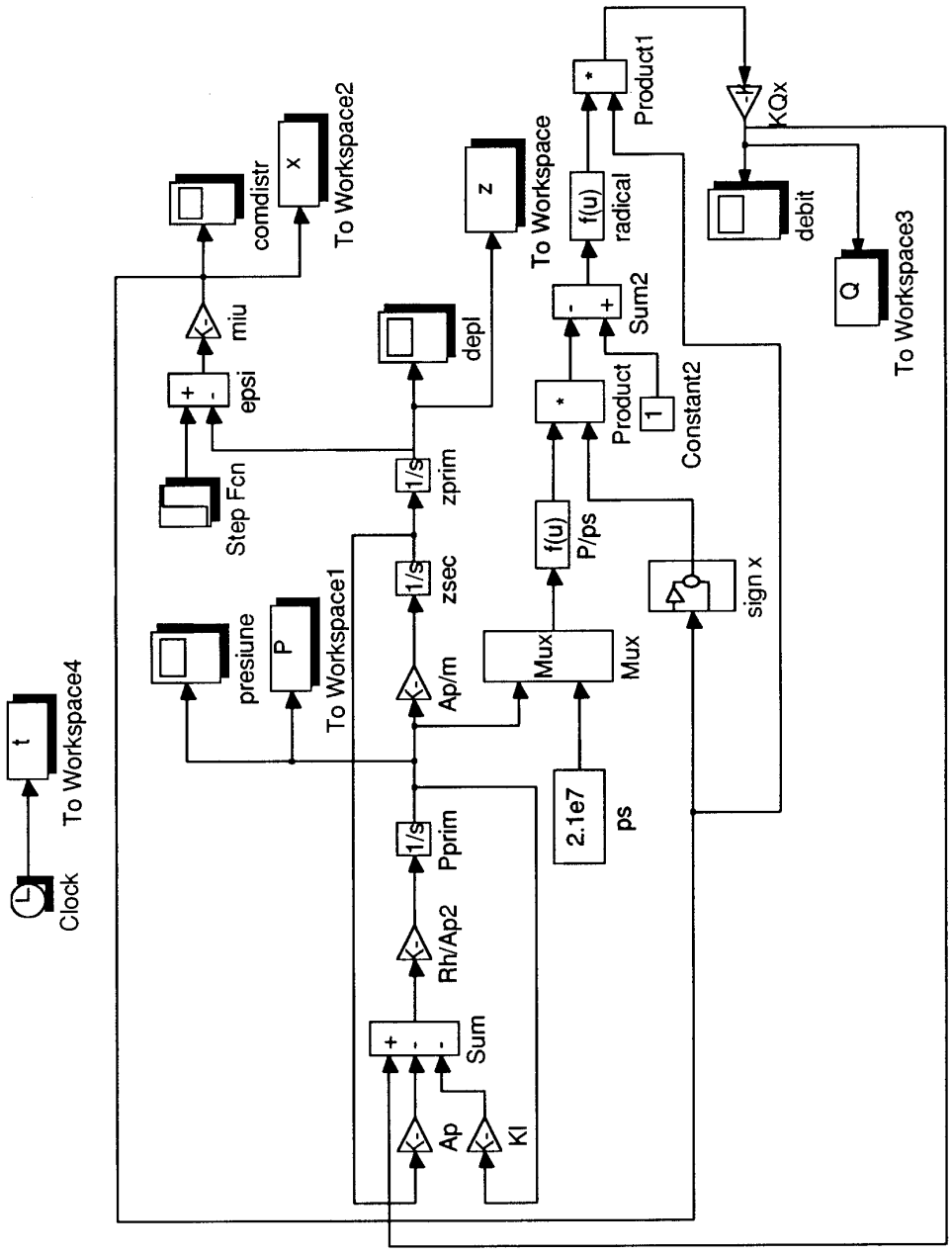


Fig. A.14.1-2. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare celui mai simplu model neliniar.

Se constată că modelul neliniar este puternic influenţat de coeficientul de scurgeri. Dacă scurgerile sunt nule, pentru datele considerate sistemul este instabil, în timp ce modelul liniar duce la o concluzie mult diferită. Explicaţia constă în ignorarea forţelor de frecare, al căror efect a fost echivalat printr-un coeficient debit - presiune relativ mare, rezultat din experimentări.

Dacă între racordurile motorului există scurgeri acceptabile, mărirea în limite rezonabile a factorului de amplificare în debit (lăţimea ferestrelor de distribuţie) nu afectează grav stabilitatea servomecanismului.

Se constată că studiul răspunsului la semnale treaptă permite elaborarea unei *imagini sintetice* privind influenţa diferiţilor parametri geometrici, hidraulici, cinematici şi dinamici asupra rezervei de stabilitate. Această metodă, aplicată iniţial de echipa franceză condusă de M.Guillon pentru sinteza servocomenzilor de zbor ale aeronavei CONCORDE, a fost ulterior dezvoltată de şcoala engleză condusă de C.Burrows la Universitatea din BATH.

Concluzia finală a acestui set de simulări numerice este că modelul liniar poate fi utilizat cu încredere numai după un studiu aprofundat asupra influenţei elementelor stabilizatoare. În principiu, informaţiile furnizate de răspunsul servomecanismului la semnale treaptă aplicate la intrare sunt suficiente pentru aprecierea stabilităţii şi preciziei acestuia. Din punct de vedere practic, este la fel de important să se determine răspunsul servomecanismului la variaţia bruscă a mărimii perturbatoare. În cazul analizat, aceasta este forţa rezistentă aplicată tijei pistonului, intrarea fiind considerată blocată (y = 0).

Cel mai simplu sistem liniar de ecuaţii ce descrie acest tip de regim tranzitoriu este constituit din următoarele ecuaţii:

$$x = -\mu z \tag{14.1.9}$$

$$\ddot{z} = \frac{1}{m}\left(PA_p - F_\infty\right) \tag{14.1.10}$$

$$\dot{P} = \frac{R_h}{A_p^2}\left(K_{Qx}x - A_p\dot{z} - PK_P\right) \tag{14.1.11}$$

$$Q = K_{Qx}x - K_{QP}P \tag{14.1.12}$$

În acest sistem, mărimea independentă este forţa F, pentru care s-a considerat o variaţie în treaptă, F_∞ , de amplitudine redusă, pentru a fi posibilă liniarizarea caracteristicii distribuitorului hidraulic.

Modelul neliniar are următoarea structură:

$$x = -\mu z \tag{14.1.13}$$

$$\ddot{z} = \frac{1}{m}\left(PA_p - F_\infty\right) \tag{14.1.14}$$

$$\dot{P} = \frac{R_h}{A_p^2}\left(Q - A_p\dot{z} - PK_l\right) \tag{14.1.15}$$

$$Q = K_{Qx}\, x\sqrt{1 - \text{sign}\, x\frac{P}{p_s}} \tag{14.1.16}$$

Raportul dintre mărimea forței perturbatoare, F_∞ şi deplasarea remanentă a pistonului, z_∞ se numeşte rigiditate statică,

$$R_s = F_\infty / z_\infty \tag{14.1.17}$$

şi are valori suficient de mari datorită diametrului relativ mic al droselului de stabilizare.

Forțele de mică amplitudine provoacă regimuri tranzitorii calculabile cu ambele tipuri de modele, în timp ce perturbațiile ample nu pot fi studiate decât cu modelul neliniar.

Valorile obținute pentru rigiditatea statică (fig. A.14.1-16) sunt în bună concordanță cu cele determinate experimental pe servomecanisme similare celui studiat.

În acelaşi timp, experimentele de simulare efectuate confirmă rezerva de stabilitate evidențiată de experimentele de simulare corespunzătoare semnalelor treaptă aplicate la intrare.

14.4. NELINIARITĂȚI SPECIFICE SERVOMECANISMELOR

Neliniaritatea esențială din modelul matematic al unui servomecanism este inclusă în caracteristica distribuitorului. Simulările numerice şi experimentările sistematice întreprinse asupra dinamicii servomecanismelor mecanohidraulice au condus la concluzia că dacă efectul frecărilor este minimizat prin măsuri structurale şi constructive, iar erorile tehnologice sunt neglijabile, comportarea dinamică a acestora poate fi considerată liniară într-un domeniu larg de frecvențe. Pentru a ilustra această constatare, în figura 14.28 se prezintă un răspuns tipic la un semnal sinusoidal de amplitudine comparabilă cu deschiderea maximă a distribuitorului, ferestrele acestuia fiind dreptunghiulare, iar acoperirea - nulă.

Diagrama lui Bode (fig. 14.29 a,b) indică faptul că servomecanimul poate fi încadrat în categoria celor "confortabile", deoarece la rezonanță are o atenuare de circa –12 dB. Aceasta confirmă şi aspectul aperiodic al răspunsului la semnal treaptă.

Erorile de concepție sau de fabricație, precum şi restricțiile tehnologice, pot conduce la o comportare neliniară a servomecanismelor. Cele mai importante neliniarități *specifice* acestora sunt: acoperirea pozitivă, limitarea cursei distribuitorului şi jocurile din lanțul de comandă.

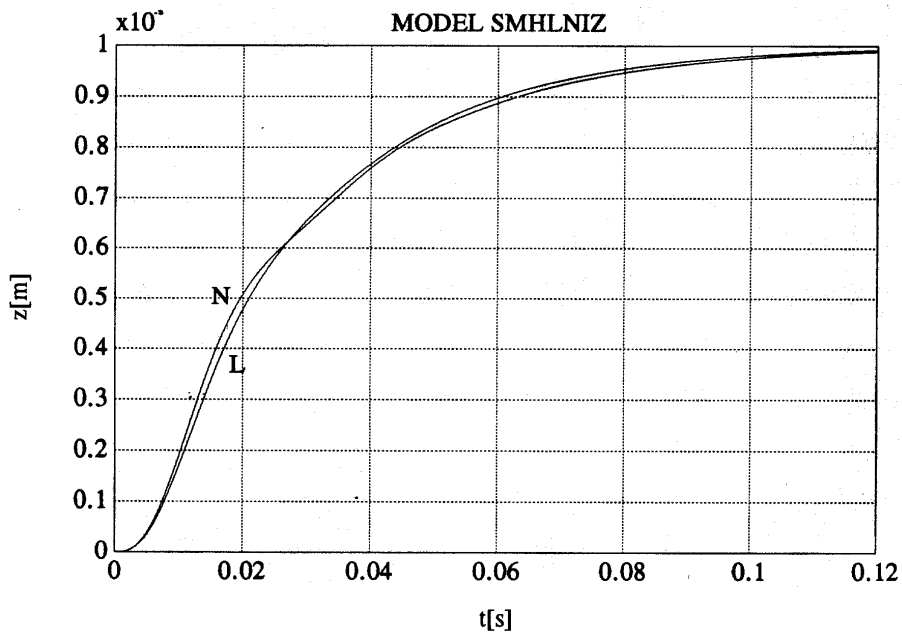


Fig. A.14.1-3. Evoluția poziției pistonului corespunzătoare unui semnal treaptă aplicat la intrare.

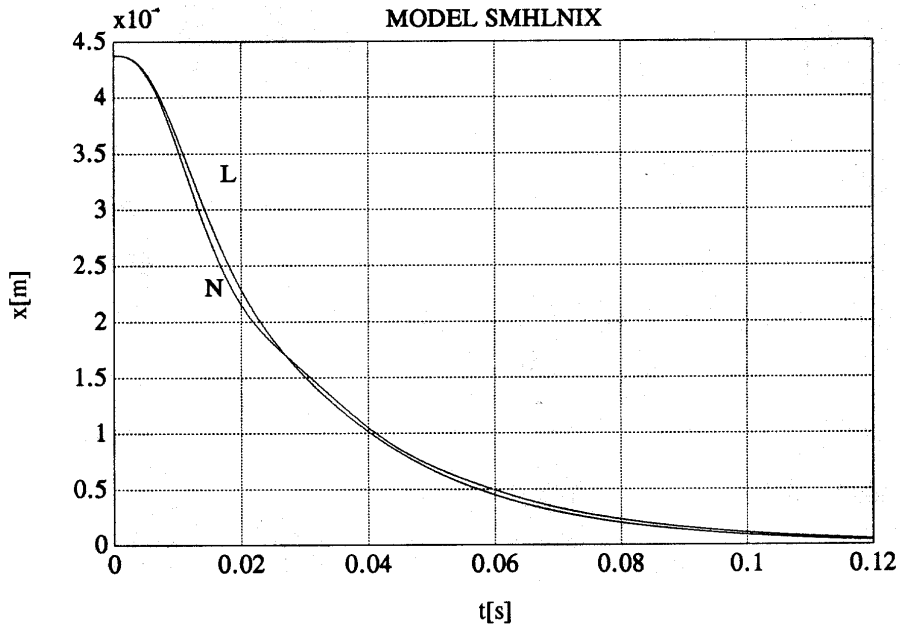


Fig. A.14.1-4. Evoluția deschiderii distribuitorului corespunzătoare unui semnal treaptă aplicat la intrare.

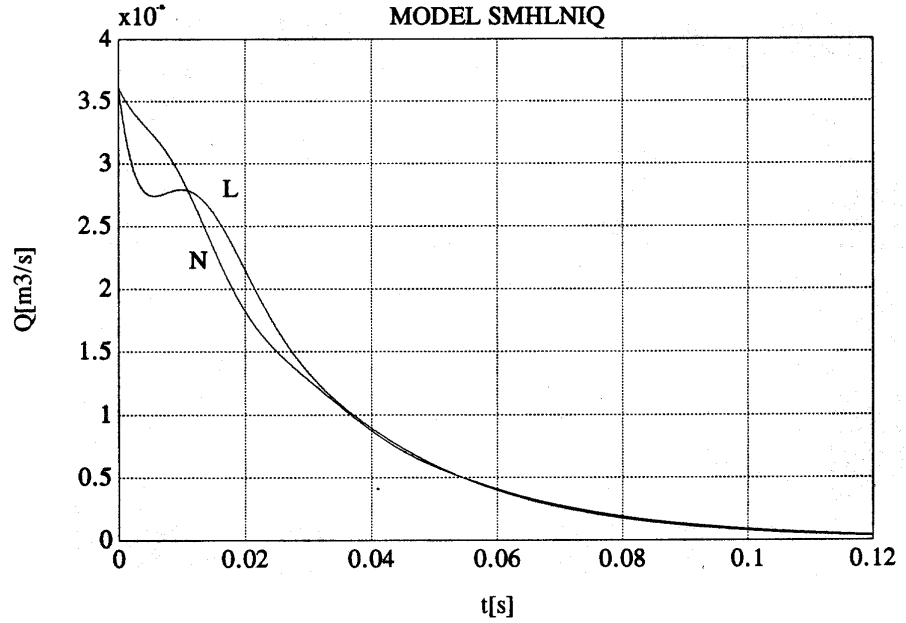


Fig. A.14.1-5. Evoluția debitului corespunzătoare unui semnal treaptă aplicat la intrare.

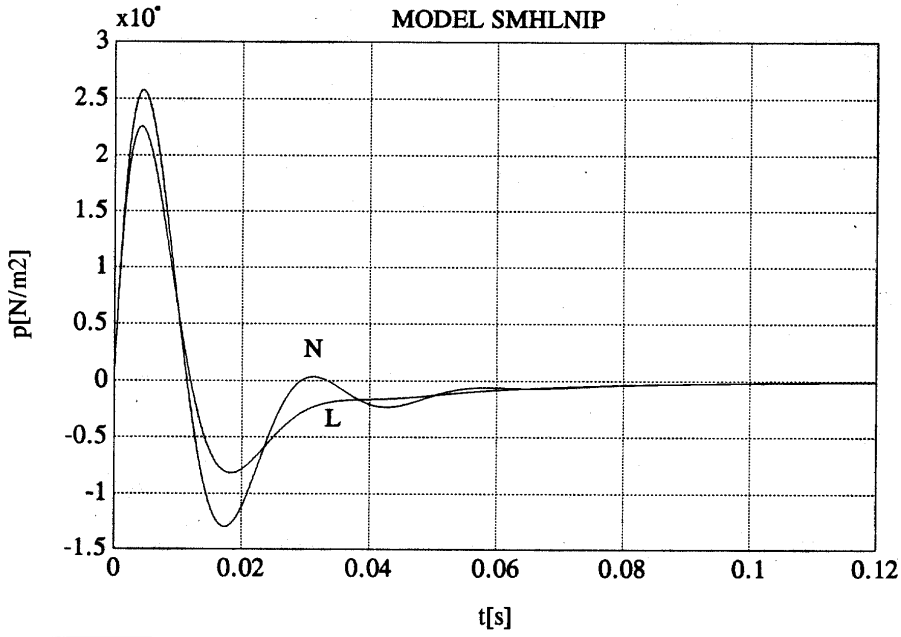


Fig. A.14.1-6. Evoluția căderii de presiune pe cilindrul hidraulic corespunzătoare unui semnal treaptă aplicat la intrare.

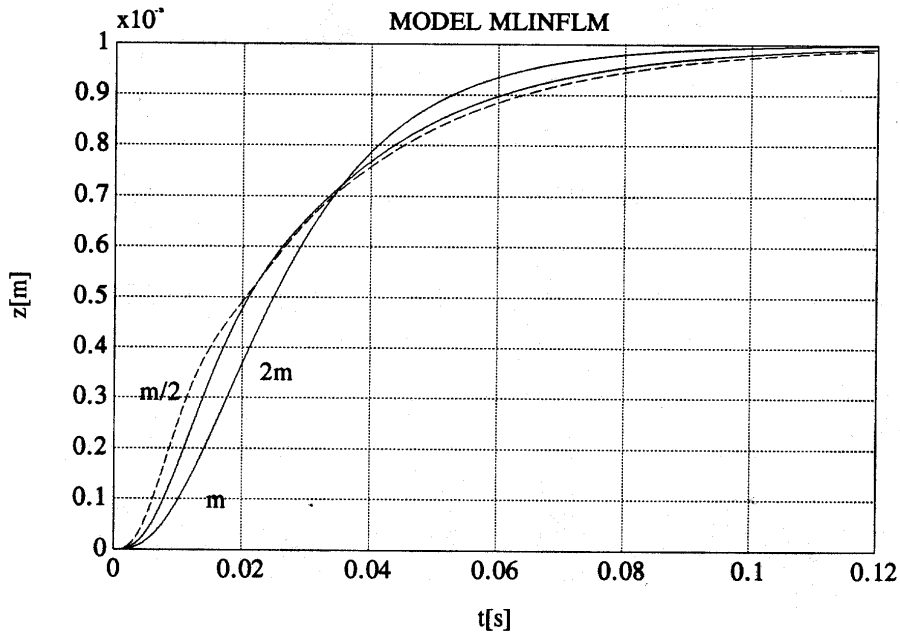


Fig. A.14.1-7. Influența masei reduse la tija pistonului.

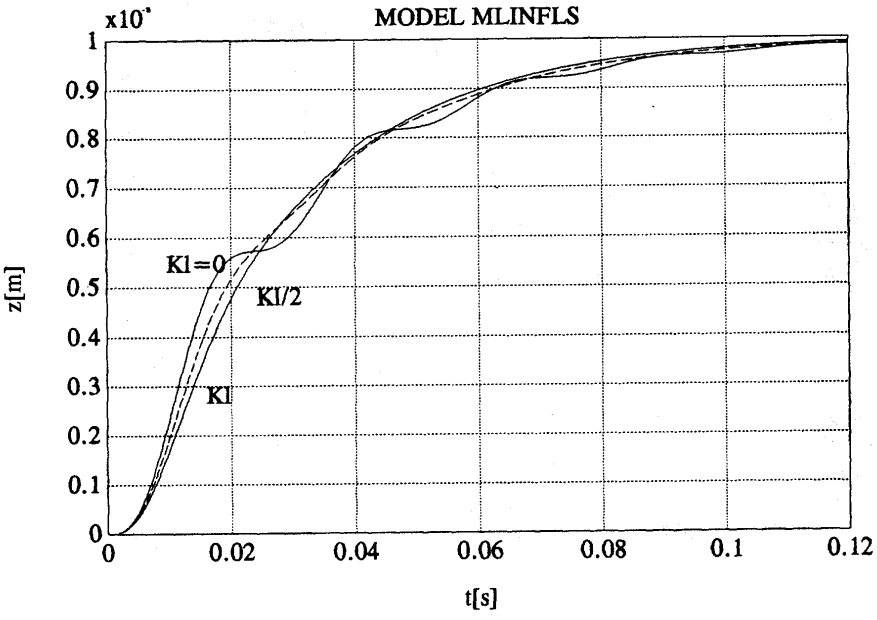


Fig. A.14.1-8. Influența constantei scurgerilor de stabilizare.

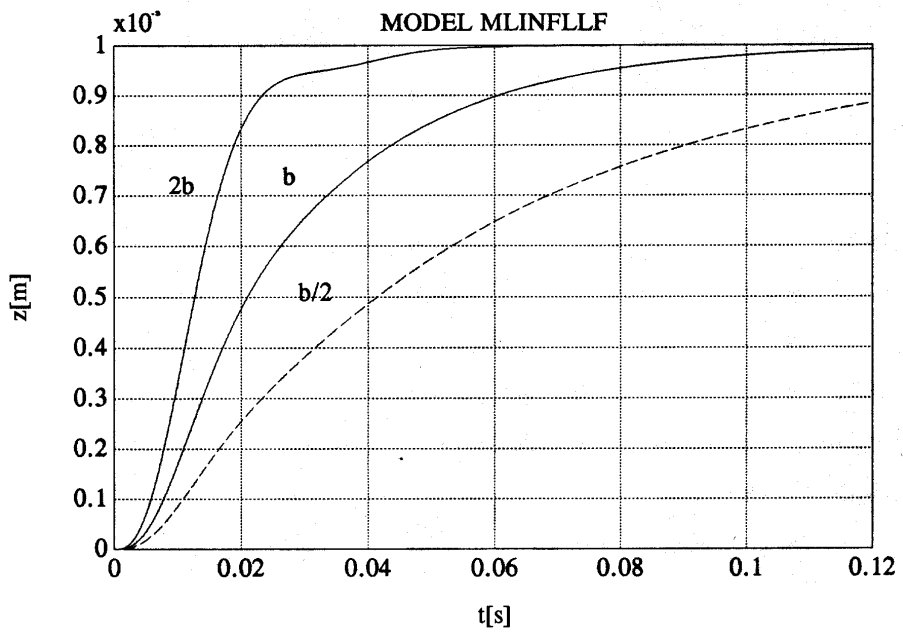


Fig. A.14.1-9. Influența lățimii ferestrelor de distribuție.

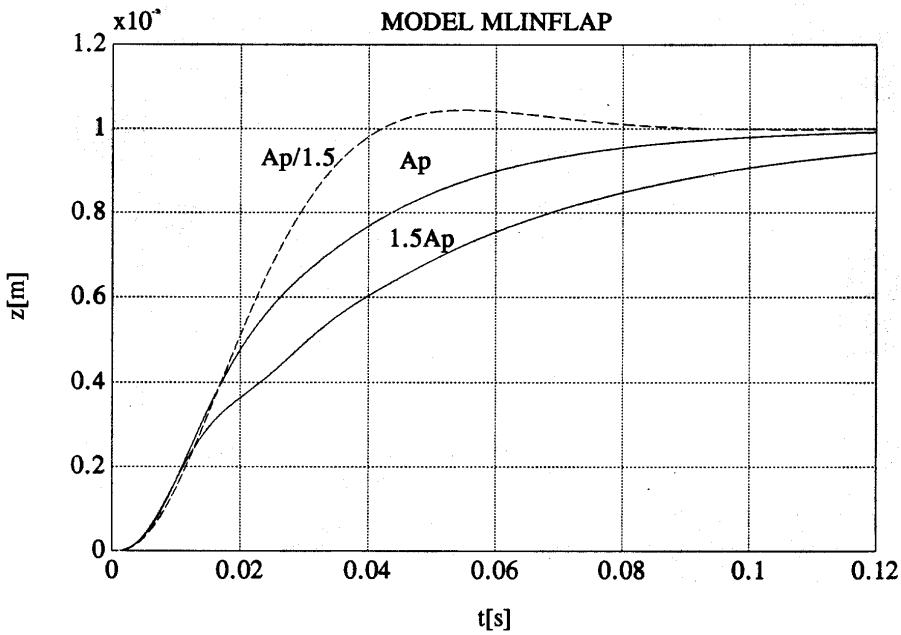


Fig. A.14.1-10. Influența ariei pistonului.

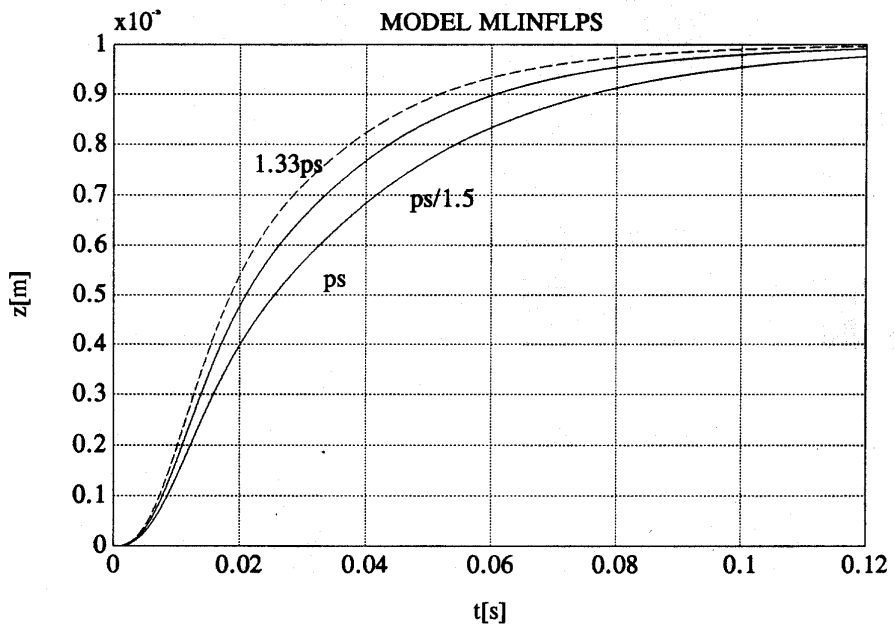


Fig. A.14.1-11. Influența presiunii de alimentare a servomecanismului.

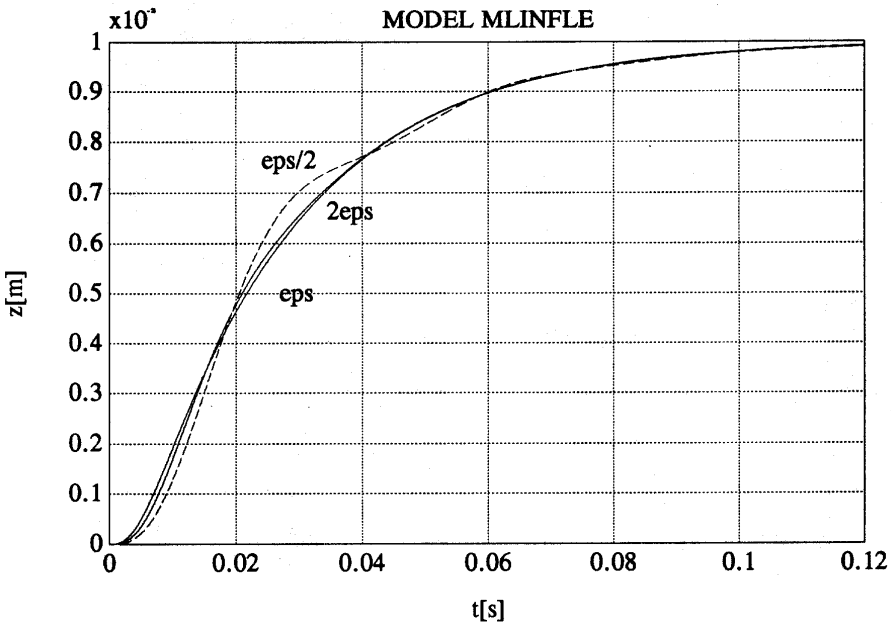


Fig. A.14.1-12. Influența modulului de elasticitate al lichidului.

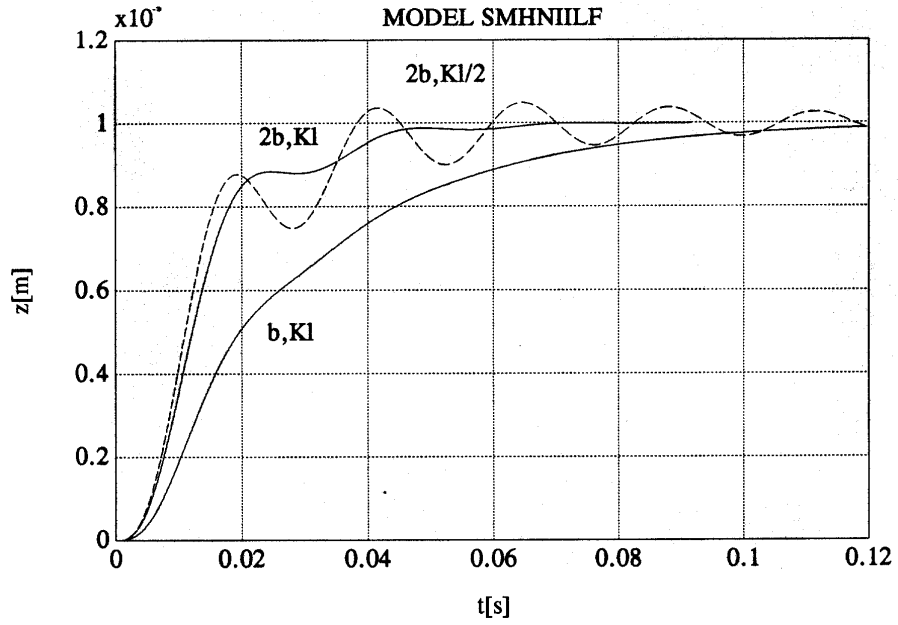


Fig. A.14.1-13. Influența lățimii ferestrelor de distribuție (model neliniar).

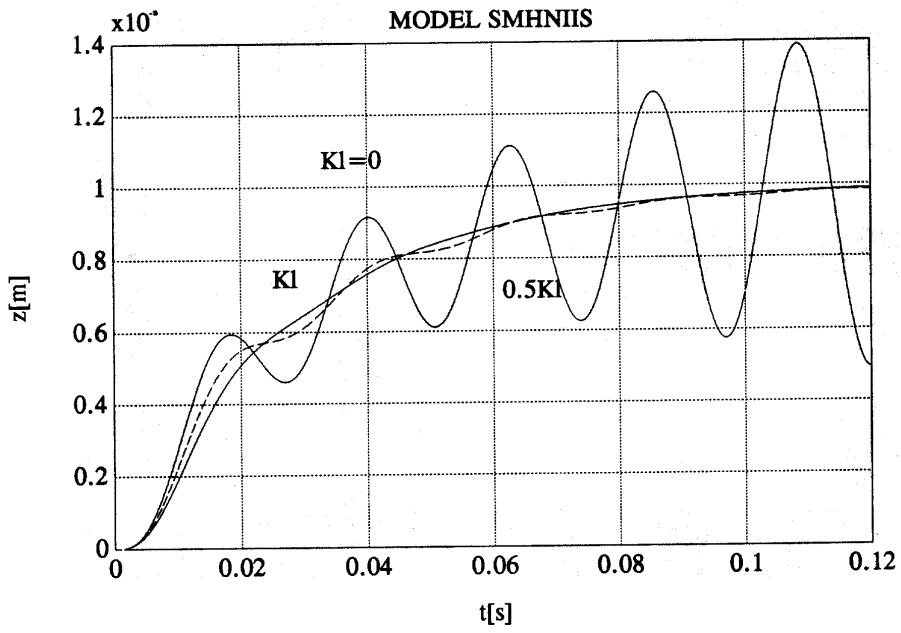


Fig. A.14.1-14. Influența scurgerilor (model neliniar).

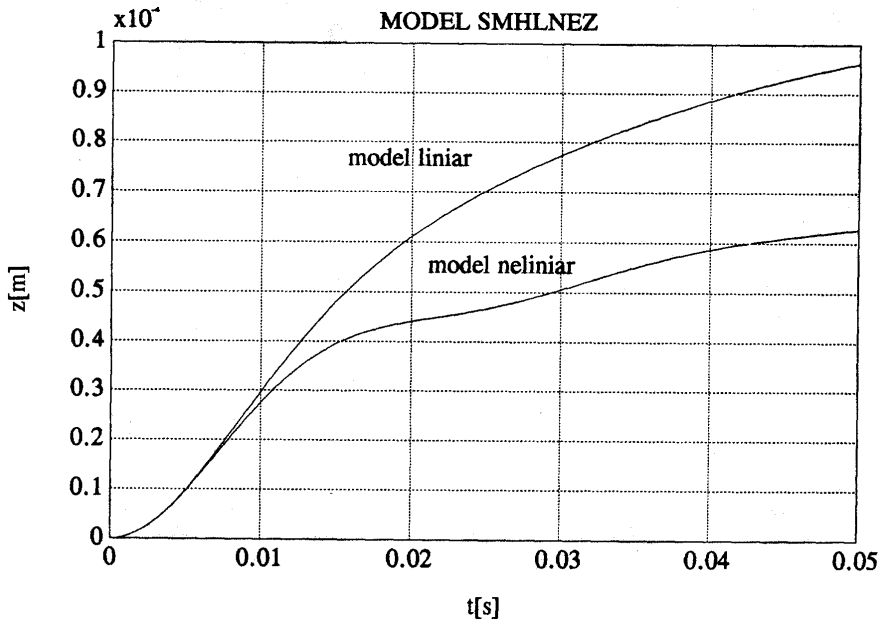


Fig. A.14.1-15. Răspunsul servomecanismului la o perturbație (treaptă de forță rezistentă).

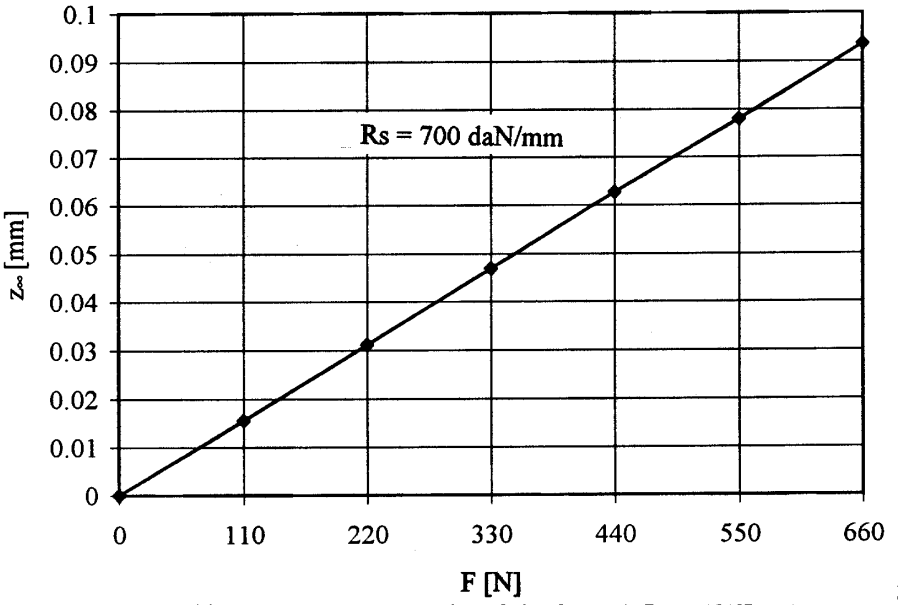


Fig. A.14.1-16. Alunecarea servomecanismului sub sarcină variabilă.

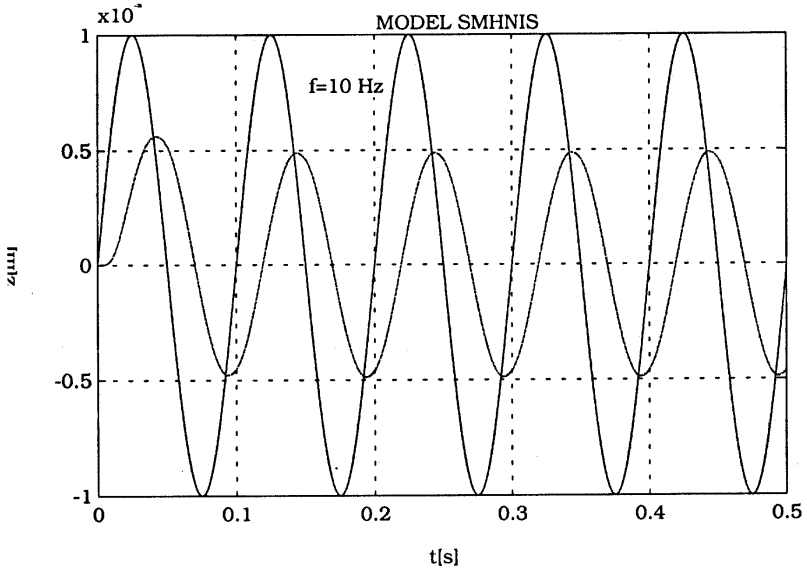


Fig. 14.28. Răspunsul în frecvență al unui servomecanism tipic.

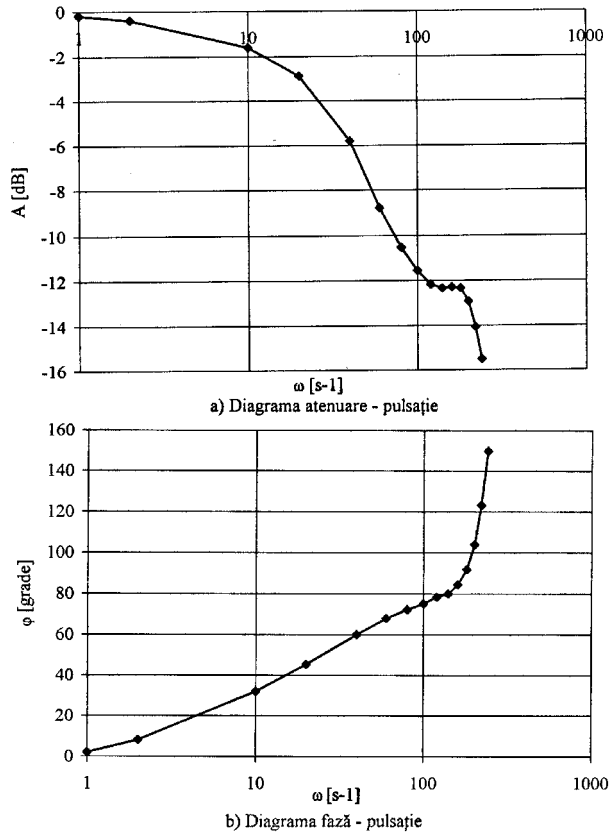


Fig. 14.29. Diagrama lui Bode.

14.4.1. Distribuitor cu acoperire pozitivă

Utilizarea unui distribuitor cu acoperire pozitivă are *practic* un efect echivalent ferestrelor de distribuție triunghiulare, dar ridică şi mai pregnant o problemă delicată: pericolul apariției *fenomenului de cavitație*, corespunzător închiderii camerei pasive de volum variabil a cilindrului hidraulic, la trecerea sertarului prin zona de etanşare. Caracteristica statică a distribuitorului prezintă o zonă moartă hidraulică mult mai îngustă decât cea geometrică, şi datorită scurgerilor are tangentă continuă. Sensibilitatea în presiune variază continuu în zonă moartă, dar cu un gradient mult mai mic decât cel corespunzător acoperirii nule. Pentru a ilustra această afirmație, în figura 14.30 se prezintă curba de sensibilitate în presiune a unui distribuitor cu acoperire pozitivă totală de circa 0,18 mm. În figura 14.31 se prezintă răspunsul în frecvență la semnale de mică amplitudine pentru un servomecanism tipic cu acoperire pozitivă relativ mică. Se constată o distorsiune majoră a semnalului de excitație, deci o capacitate de urmărire redusă.

Procedeul analizat este aplicabil îndeosebi dacă zona de insensibilitate admisibilă a servomecanismului nu este prea îngustă, sarcina dominantă este de tip elastic, iar efectul masei sale echivalente este relativ mic. Aceste condiții sunt satisfăcute de exemplu de servomecanismele servopompelor industriale.

14.4.2. Distribuitor cu limitarea cursei

Servomecanismele uzuale sunt întotdeauna prevăzute cu dispozitive de reglare a nulului hidraulic şi de limitare a cursei sertarului distribuitorului. Aceste facilități permit utilizarea aceluiaşi servomecanism în diferite aplicații ce diferă prin viteza maximă sau prin alți parametri specifici. Distorsiunea introdusă prin limitarea cursei sertarului este semnificativă, deoarece măreşte sensibil *atenuarea la frecvențe joase*. În figura 14.32 se prezintă un exemplu tipic în acest sens.

14.4.3. Jocuri în lanțul de comandă şi în lanțul de execuție

Experiența acumulată în domeniul servopompelor industriale a demonstrat că în absența rulmenților capsulați, articulațiile lanțului de comandă al distribuitorului capătă rapid jocuri ce afectează precizia statică a reglării, mai ales la semnale de mică amplitudine. Un exemplu tipic de acest gen este prezentat în figura 14.33. Un joc cumulat de 0,2 mm între pârghia de comandă a unui servomecanism tipic şi sertarul acestuia provoacă o atenuare de circa −16 dB la o frecvență de excitație de numai 10 Hz. Astfel se explică interesul major pentru limitarea jocurilor din toate articulațiile unui servomecanism, prin rulmenți de mare precizie, şi utilizarea rotulelor sferice teflonate, cu prestrângere, pentru ancorare şi acționare. Costul acestora este compensat de precizia obținută.

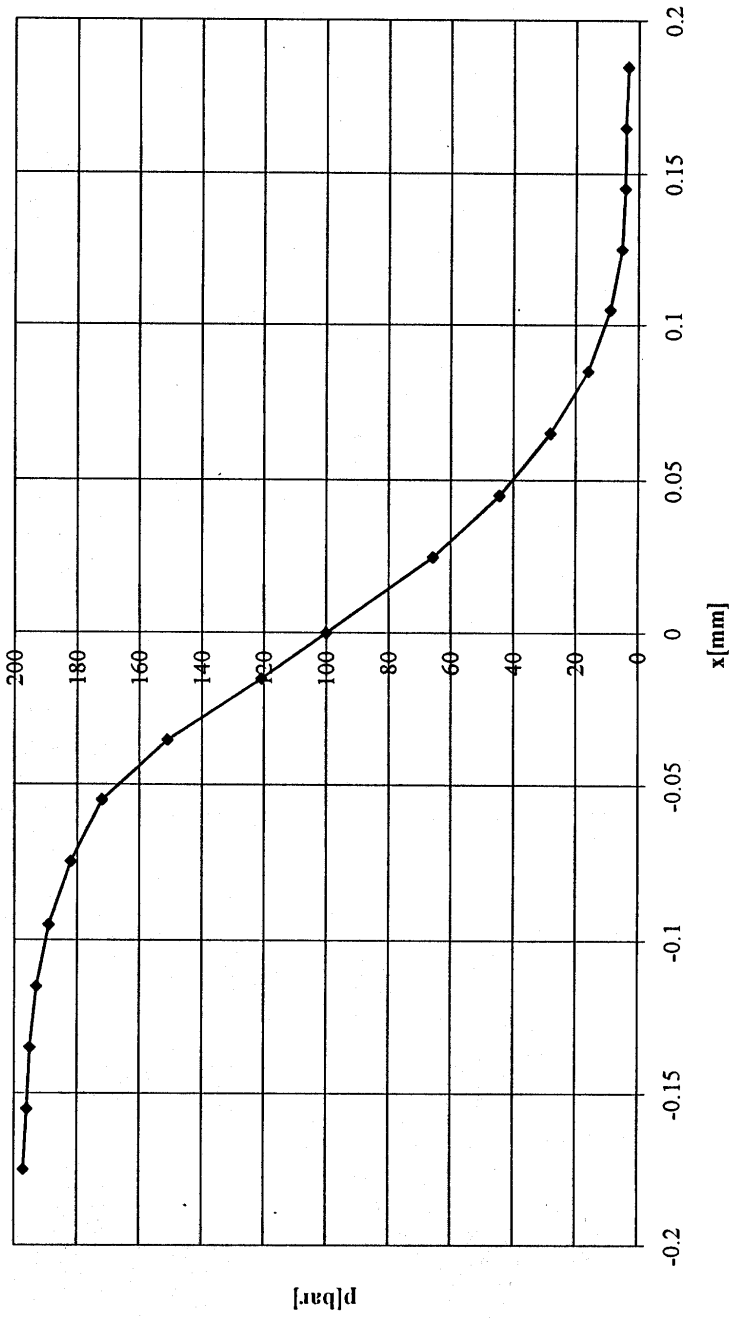


Fig. 14.30. Curba de sensibilitate în presiune a unui distribuitor cu acoperire pozitivă.

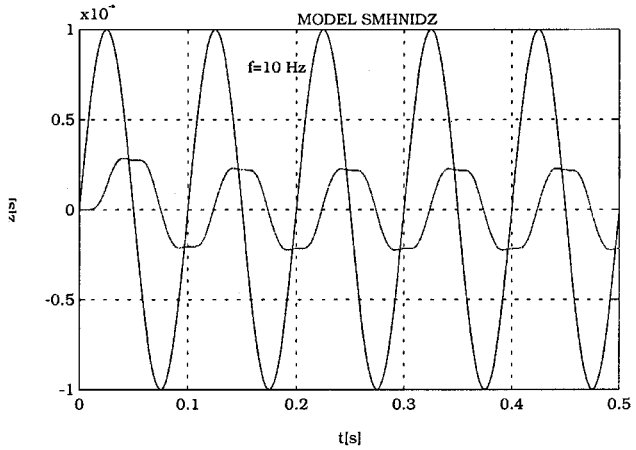


Fig. 14.31. Influența acoperirii pozitive asupra răspunsului în frecvență.

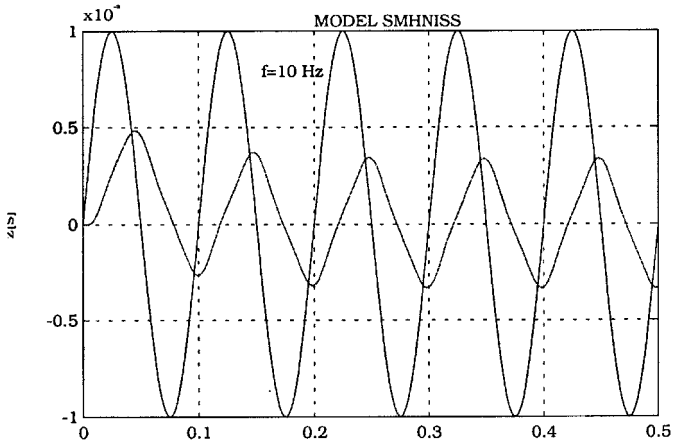


Fig. 14.32. Influența limitării cursei sertarului asupra răspunsului în frecvență.

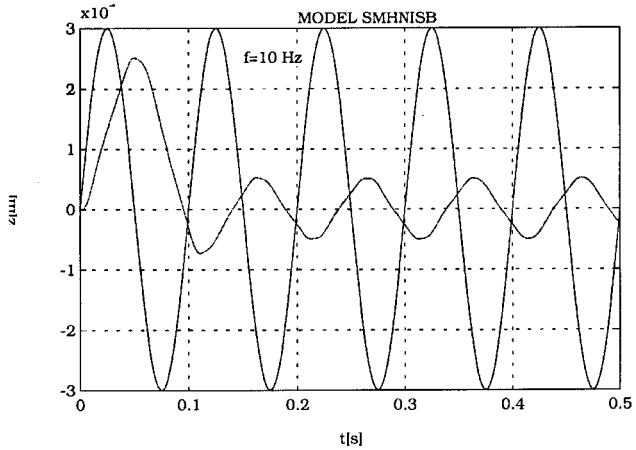


Fig. 14.33. Influența jocurilor asupra răspunsului în frecvență.

14.5. MODELAREA MATEMATICĂ, ANALIZA LINIARIZATĂ ŞI SIMULAREA NUMERICĂ A DINAMICII SERVOMECANISMELOR MECANOHIDRAULICE INSTALATE ÎN CONDIŢII REALE

14.5.1. Formularea problemei

Diferenţa fundamentală dintre comportarea dinamică a unui servomecanism instalat în condiţii ideale şi cea a unuia instalat în condiţii reale provine din valorile finite ale rigidităţii elementelor mecanice adiacente: prinderea la structura şi la mecanismul acţionat se face uzual prin intermediul unor elemente suficient de elastice pentru a afecta stabilitatea şi precizia servomecanismului. În acelaşi timp, aceste elemente trebuie caracterizate realist din punct de vedere dinamic, considerând şi amortizările pe care le introduc.

Siguranţa sistemelor tehnice complexe moderne nu poate fi asigurată prin servomecanisme simple. Principala pană posibilă în cursul funcţionării normale este întreruperea alimentării cu lichid sub presiune. Ca urmare, servomecanismelele moderne sunt sisteme complexe, formate în esenţă din două sau trei servomecanisme simple comandate simultan, dar alimentate independent din sisteme distincte. Ca orice sistem redundant, un astfel de sistem ridică numeroase probleme privind însumarea forţelor furnizate de subsisteme, izolarea automată a unui subsistem avariat etc., dar aceste probleme depăşesc cadrul lucrării de faţă.

Prezentul capitol este consacrat cercetării sistematice a influenţei elementelor mecanice adiacente servomecanismelor asupra preciziei şi stabilităţii acestora. Investigaţia este realizată cu mijloacele teoriei sistemelor automate liniare şi prin simulare numerică. Premiza fundamentală a raţionamentelor propuse este validarea, în capitolul anterior, a posibilităţii utilizării modelului matematic liniarizat pentru sistemul de distribuţie. Toate calculele numerice utilizează date coerente, corespunzătoare unor servomecanisme reale.

14.5.2. Modelarea matematică a sistemului

Se consideră sistemul din figura 14.34, format din două servomecanisme care funcţionează în paralel, alimentate de surse independente la presiune constantă, p_s. Sarcina este acţionată de pistoanele celor două motoare care sunt solidare, iar prinderea la structură se face prin corpul comun al celor două motoare.

Distribuitoarele sunt comandate simultan în acelaşi sens de o pârghie care îndeplineşte rolul de comparator, deoarece este supusă simultan acţiunii comenzii (y) şi reacţiei (z), ponderile acestora depinzând de geometria întregului sistem de pârghii.

Modelul matematic al sistemului considerat este format din şapte ecuaţii algebrice şi diferenţiale.

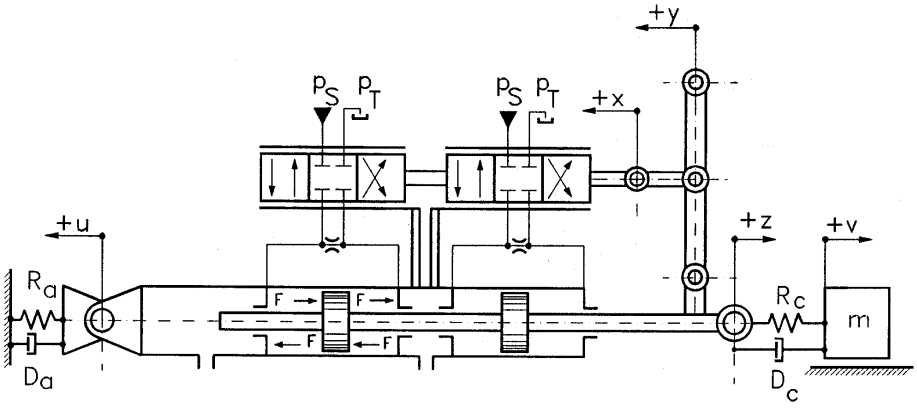


Fig. 14.34. Schema de principiu a unui servomecanism mecanohidraulic instalat în condiții ideale.

Dacă factorul de amplificare cinematic are aceeaşi valoare pe calea de comandă şi pe cea de reacție, u, ecuația comparatorului mecanic are forma

$$x = \mu(y - z) - u \tag{14.148}$$

în care u este deplasarea corpului comun al celor două servomecanisme. Se constată că existența unei rigidități finite de ancorare la structură, R_a, permite deplasarea bucşelor distribuitoarelor în acelaşi sens cu cel corespunzător deplasării pistonului, deci sistemul are în ansamblu două reacții.

A doua ecuație este caracteristica de regim staționar a distribuitoarelor sub forma liniarizată:

$$Q = K_{Qx}x - K_{QP}P \tag{14.149}$$

Forțele de presiune dezvoltate pe cele două pistoane se însumează:

$$F = 2PA_p \tag{14.150}$$

Dacă sarcina sistemului de acționare este pur inerțială (cazul cel mai dezavantajos) ecuația de mişcare a suprafeței de comandă are forma elementară:

$$F = m\ddot{v} \tag{14.151}$$

Forțele de presiune dezvoltate de fluid asupra capacelor celor două motoare hidraulice solicită corpul acestora şi implicit structura maşinii, care poate fi caracterizată din punct de vedere dinamic prin rigiditatea de ancorare, R_a, şi factorul de amortizare al structurii, D_a:

$$F = R_a u + D_a \dot{u} \tag{14.152}$$

Forțele de presiune dezvoltate pe cele două pistoane se transmit maşinii acționate printr-un mecanism care poate fi caracterizat global din punct de vedere

dinamic prin rigiditatea de comandă, R_c, şi factorul de amortizare al sistemului de comandă (timoneriei), D_c:

$$F = R_c(z - v) + D_c(\dot{z} - \dot{v}) \tag{14.153}$$

Ecuaţia de continuitate corespunzătoare subsistemelor formate dintr-un distribuitor hidraulic, un motor hidraulic liniar ancorat elastic şi un drosel de amortizare,

$$Q = A_p\dot{z} + A_p\dot{u} + K_l P + \frac{A_p}{2R_h^{(1)}} \cdot \frac{d}{dt}(2PA_p) \tag{14.154}$$

include efectul deplasării corpurilor motoarelor sub acţiunea forţelor de presiune pe capacele acestora şi dublarea rigidităţii hidraulice aparente a sistemului, $R_h^{(2)} = R_h$, faţă de cea a unui servomecanism simplu, $R_h^{(1)}$. În calculele ce urmează se va utiliza rigiditatea hidraulică a ansamblului celor două motoare hidraulice

$$R_h^{(2)} = R_h = 2R_h^{(1)} \tag{14.155}$$

În cazul excitării sistemului la intrare prin semnale y(t) date, sistemul format de ecuaţiile (14.148)...(14.154) are ca necunoscute următoarele mărimi: x, z, u, v, Q, P şi F. Condiţiile iniţiale asociate ecuaţiilor diferenţiale ale sistemului sunt considerate toate nule, sistemul fiind iniţial în repaus.

Parametrii sistemului sunt: m, K_{Qx}, K_{QP}, A_p, m, R_a, D_a, R_c, D_c, K_l şi R_h.

14.5.3 Stabilirea funcţiei de transfer a sistemului

Comportarea dinamică a sistemului analizat poate fi complet definită prin funcia de transfer

$$H(s) = \frac{z(s)}{y(s)}$$

Pentru determinarea acesteia se aplică transformata Laplace în condţtii iniţiale nule sistemului format din ecuaţiile (14.148)...(14.154), rezultând:

$$x = \mu(y - z) - u \tag{14.156}$$

$$Q = K_{Qx}x - K_{QP}P \tag{14.157}$$

$$F = 2PA_p \tag{14.158}$$

$$F = ms^2v \tag{14.159}$$

$$F = u\left(R_a + D_d s\right) \tag{14.160}$$

$$F = \left(z - v\right)\left(R_c + D_c s\right) \tag{14.161}$$

$$Q = A_p sz + A_p su + \frac{A_p}{R_h} sF + K_l P \tag{14.162}$$

În vederea integrării numerice a acestui sistem se introduce variabila auxiliară

$$w = z - v \tag{14.163}$$

Ecuația (14.161) capătă forma

$$F = w\left(R_c + D_c s\right) \tag{14.164}$$

iar mărimea de ieşire a sistemului urmează a fi calculată numeric cu relația

$$z = v + w \tag{14.165}$$

Într-o primă etapă se explicitează transformatele Laplace ale mărimilor v, P, u şi w în funcție de transformata Laplace a forței F:

$$v = \frac{F}{ms^2} \tag{14.166}$$

$$P = \frac{F}{2A_p} \tag{14.167}$$

$$u = \frac{F}{R_a + D_a s} \tag{14.168}$$

$$w = z - v = \frac{F}{R_c + D_c s} \tag{14.169}$$

Din ecuațiile (14.166) şi (14.169) rezultă o relație între transformatele Laplace ale mărimilor F şi z:

$$F = z\frac{ms^2\left(R_c + D_c s\right)}{ms^2 + D_c s + R_c} \tag{14.170}$$

Prin egalarea celor două expresii ale debitului, (14.157) şi (14.162), se obține o relație care include numai variabilele y, z şi F,

$$K_{Qx}\mu y - K_{Qx}\mu z - \frac{K_{Qx}}{R_a + D_a s} F = \frac{F}{2A_p} K_P + A_p s z + A_p s \frac{F}{R_a + D_a s} + \frac{A_p s}{R_h} F, \tag{14.171}$$

în care s-a introdus notația

$$K_P = K_{QP} + K_l \tag{14.172}$$

reprezentând coeficientul de influență a căderii de presiune pe motor. Se constată că efectul coeficientului debit-presiune al distribuitorului este identic cu cel al coeficientului de scurgeri al droselului de amortizare amplasat între racordurile motorului.

Relația (14.171) poate fi scrisă sub o formă care conține numai variabilele y, z şi F:

$$K_{Qx}\mu y = \left(K_{Qx}\mu + A_p s\right) z + F\left(\frac{K_{Qx}}{R_a + D_a s} + \frac{K_P}{2A_p} + \frac{A_p s}{R_a + D_a s} + \frac{A_p s}{R_h}\right) \tag{14.173}$$

Se elimină variabila F între relațiile (14.170) şi (14.173), rezultând următoarea expresie pentru funcția de transfer a servomecanismului:

$$\frac{z}{y} = \frac{K_{Qx}\mu\left(ms^2 + D_c s + R_c\right)}{\left(K_{Qx}\mu + A_p s\right)\left(ms^2 + D_c s + R_c\right) + ms^2\left(R_c + D_c s\right)\left(\frac{K_{Qx}}{R_a + D_a s} + \frac{K_P}{2A_p} + \frac{A_p s}{R_a + D_a s} + \frac{A_p s}{R_h}\right)} \tag{14.174}$$

După efectuarea calculelor se obține expresia finală a funcției de transfer căutate:

$$\frac{z(s)}{y(s)} = \frac{b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \tag{14.175}$$

în care

$$b_3 = mD_a \tag{14.176}$$

$$b_2 = mR_a + D_a D_c \tag{14.177}$$

$$b_1 = D_c R_a + D_a R_c \tag{14.178}$$

$$b_0 = R_a R_c \tag{14.179}$$

$$a_5 = \frac{mA_pD_aD_c}{K_{Qx}\mu R_h} \tag{14.180}$$

$$a_4 = \frac{mA_p(D_a + D_c)}{\mu K_{Qx}} + \frac{mK_pD_aD_c}{2\mu A_pK_{Qx}} + \frac{mA_p(D_cR_a + R_cD_a)}{\mu K_{Qx}R_h} \tag{14.181}$$

$$\begin{aligned} a_3 = mD_a + \frac{mD_c}{\mu} + \frac{mA_p(R_a + R_c)}{\mu K_{Qx}} + \frac{A_pD_aD_c}{\mu K_{Qx}} + \\ + \frac{mK_p(D_cR_a + R_cD_a)}{2\mu A_pK_{Qx}} + \frac{mA_pR_aR_c}{\mu K_{Qx}R_h} \end{aligned} \tag{14.182}$$

$$a_2 = mR_a + D_aD_c + \frac{A_p(R_aD_c + R_cD_a)}{K_{Qx}} + \frac{mR_c}{\mu} + \frac{mK_pR_aR_c}{2\mu A_pK_{Qx}} \tag{14.183}$$

$$a_1 = R_aD_c + D_aR_c + \frac{A_pR_aR_c}{\mu K_{Qx}} \tag{14.184}$$

$$a_0 = R_aR_c \tag{14.185}$$

Funcția de transfer a căii directe poate fi determinată din funcția de transfer a sistemului, sau direct, după cum urmează. În ecuația (14.171) scrisă sub forma:

$$K_{Qx}\left[\mu(y-z) - \frac{F}{R_a + D_as}\right] - K_P\frac{F}{2A_p} = A_psz + A_ps\frac{F}{R_a + D_as} + A_ps\frac{F}{R_h} \tag{14.186}$$

se introduce expresia forței F furnizată de ecuația (14.170), rezultând

$$\frac{z}{y-z} = \frac{K_{Qx}\mu}{A_ps} \cdot \frac{ms^2 + D_cs + R_c}{(ms^2 + D_cs + R_c) + ms^2(R_c + D_cs)\left(\frac{K_{Qx}}{A_ps(R_a + D_as)} + \frac{K_P}{2A_p^2s} + \frac{1}{R_a + D_as} + \frac{1}{R_h}\right)} \tag{14.187}$$

După efectuarea calculelor şi ordonarea termenilor se obține funcția de transfer completă a căii directe:

$$\frac{z}{y-z}=\frac{1}{s}\cdot\frac{K_{Qx}}{A_p}2A_p^2R_h\left[mD_as^3+\left(mR_a+D_aD_c\right)s^2+\left(R_aD_c+R_cD_a\right)s+\right.$$
$$+R_aR_c\left.\right]\Big/\left\{2mA_p^2D_aD_cs^4+s^3\left[2mA_p^2R_h\left(D_a+D_c\right)+mR_hK_PD_aD_c+\right.\right.$$
$$+2mA_p^2\left(R_aD_c+R_cD_a\right)\left.\right]+s^2\left[2A_p^2R_h\left(mR_a+D_aD_c\right)+2mA_pR_hK_{Qx}D_c+\right.$$
$$+R_hK_Pm\left(R_aD_c+R_cD_a\right)+2mA_p^2R_c\left(R_h+R_a\right)\left.\right]+s\left[2A_p^2R_h\left(D_cR_a+\right.\right.$$
$$\left.\left.+R_cD_a\right)+2mA_pK_{Qx}R_hR_c+mK_PR_aR_c\right]+2A_p^2R_hR_aR_c\left.\right\} \tag{14.188}$$

Datorită prezenței coeficienților de amortizare, D_a şi D_c în coeficienții termenilor de ordinul 3 şi 4, aceştia pot fi neglijați. Practic, funcția de transfer a căii directe poate fi utilizată sub forma aproximativă:

$$H_0(s)=\frac{z}{\varepsilon}=\frac{K_\varepsilon}{s}\cdot\frac{c_2s^2+c_1s+c_0}{d_2s^2+d_1s+d_0} \tag{14.189}$$

unde:

$$K_\varepsilon=\frac{K_{Qx}\mu}{A_p} \tag{14.190}$$

$$c_2=\frac{mR_a+D_aD_c}{R_aR_c} \tag{14.191}$$

$$c_1=\frac{R_aD_c+R_cD_a}{R_aR_c} \tag{14.192}$$

$$c_0=1 \tag{14.193}$$

$$d_2=m\left(\frac{1}{R_c}+\frac{1}{R_a}+\frac{1}{R_h}\right)+\frac{D_aD_c}{R_aR_c}+\frac{mK_{Qx}D_c}{A_pR_aR_c}+\frac{mK_P}{2A_p^2}\cdot\left(\frac{D_c}{R_c}+\frac{D_a}{R_a}\right) \tag{14.194}$$

$$d_1=\frac{D_c}{R_c}+\frac{D_a}{R_a}+\frac{mK_{Qx}}{A_pR_a}+\frac{mK_P}{2A_p^2} \tag{14.195}$$

$$d_0=1 \tag{14.196}$$

Se poate deduce în final şi o expresie aproximativă pentru funcţia de transfer a sistemului pornind de la relaţia

$$H_{0a}(s) = \frac{H_a(s)}{1 + H_a(s)} \tag{14.197}$$

şi ţinând seama de relaţia (14.189), rezultă o funcţie de transfer de ordinul al treilea, utilizabilă în proiectare

$$H_{0a}(s) = K_\varepsilon \frac{s^2 c_2 + s c_1 + 1}{s^3 d_2 + s^2 (d_1 + K_\varepsilon c_2) + s(1 + K_\varepsilon c_1) + K_\varepsilon} \tag{14.198}$$

Dacă se neglijează compresibilitatea lichidului, elasticitatea şi amortizarea structurii şi timoneriei, precum şi inerţia sarcinii, servocomanda se comportă ca un element de întârziere de ordinul întâi

$$H_{0a}(s) \cong \frac{1}{\frac{s}{K_\varepsilon} + 1} \tag{14.199}$$

a cărui constantă de timp este

$$T = \frac{1}{K_\varepsilon} = \frac{A_p}{\mu K_{Qx}} \tag{14.200}$$

14.5.4. Studiul numeric al stabilităţii sistemului prin criteriul algebric

Numitorul funcţiei de transfer a sistemului este de ordinul 5 astfel că studiul direct al stabilităţii prin criteriul algebric este dificil. Cu toate acestea este posibilă stabilirea unei condiţii de stabilitate după o evaluare a coeficienţilor funcţiei de transfer, urmată de o reducere a gradului acesteia. Se consideră servomecanisme identice cu cel studiat în capitolul 2, definite prin următorii parametri:

$$\mu = 0{,}4375;\ m = 500\ \text{kg};\ A_p = 1{,}046 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^2;\ K_{Qx} = 8{,}256 \cdot 10^{-2}\ \text{m}^2/\text{s};$$

$$K_l = 6{,}177 \cdot 10^{-12}\ \text{m}^5/\text{Ns};\ K_{QP} = 3{,}323 \cdot 10^{-12}\ \text{m}^5/\text{Ns};\ K_P = 9{,}5 \cdot 10^{-12}\ \text{m}^5/\text{Ns};$$

$$R_h = 2 \cdot 3{,}648 \cdot 10^7\ \text{N/m}.$$

Pentru condiţiile de instalare se consideră următoarele valori practice uzuale, determinate experimental:

$R_a = 2{,}145 \cdot 10^7$ N/m; $R_c = 2{,}231 \cdot 10^7$ N/m; $D_a = 3678$ Ns/m; $D_c = 4188$ Ns/m.

Se calculează în continuare coeficienții funcției de transfer, separând influența fiecărui termen:

$$a_5 = \frac{mA_p D_a D_c}{K_{Qx} \mu R_h} = 3{,}056 \ \text{kg} \cdot \text{s} \tag{14.201}$$

$$a_{41} = \frac{mA_p (D_a + D_c)}{K_{Qx} \mu} = 1{,}139 \cdot 10^5 \ \text{kg}^2 \tag{14.202}$$

$$a_{42} = \frac{mK_P D_a D_c}{2A_p K_{Qx} \mu} = 9{,}682 \cdot 10^2 \ \text{kg}^2 \tag{14.203}$$

$$a_{43} = \frac{mA_p (D_c R_a + R_c D_a)}{K_{Qx} \mu R_h} = 3{,}41 \cdot 10^4 \ \text{kg}^2 \tag{14.204}$$

$$a_4 = a_{41} + a_{42} + a_{43} = 1{,}489 \cdot 10^5 \ \text{kg}^2 \tag{14.205}$$

$$a_{31} = mD_a = 1{,}839 \cdot 10^6 \ \text{kg}^2 / \text{s} \tag{14.206}$$

$$a_{32} = \frac{mD_c}{\mu} = 4{,}786 \cdot 10^6 \ \text{kg}^2 / \text{s} \tag{14.207}$$

$$a_{33} = \frac{mA_p (R_a + R_c)}{\mu K_{Qx}} = 6{,}336 \cdot 10^8 \ \text{kg}^2 / \text{s} \tag{14.208}$$

$$a_{34} = \frac{A_p D_a D_c}{\mu K_{Qx}} = 4{,}46 \cdot 10^5 \ \text{kg}^2 / \text{s} \tag{14.209}$$

$$a_{35} = \frac{mK_P (D_c R_a + R_c D_a)}{2A_p \mu K_{Qx}} = 1{,}08 \cdot 10^7 \ \text{kg}^2 / \text{s} \tag{14.210}$$

$$a_{36} = \frac{mA_p R_a R_c}{\mu K_{Qx} R_h} = 0{,}95 \cdot 10^8 \ \text{kg}^2 / \text{s} \tag{14.211}$$

$$a_3 = a_{31} + a_{32} + a_{33} + a_{34} + a_{35} + a_{36} = 7{,}464 \cdot 10^8 \text{ kg}^2/\text{s} \quad (14.212)$$

$$a_{21} = mR_a = 1{,}072 \cdot 10^{10} \text{ kg}^2/\text{s}^2 \quad (14.213)$$

$$a_{22} = D_a D_c = 1{,}54 \cdot 10^7 \text{ kg}^2/\text{s}^2 \quad (14.214)$$

$$a_{23} = \frac{A_p\left(R_a D_c + R_c D_a\right)}{\mu K_{Qx}} = 4{,}977 \cdot 10^9 \text{ kg}^2/\text{s}^2 \quad (14.215)$$

$$a_{24} = \frac{mR_c}{\mu} = 2{,}549 \cdot 10^{10} \text{ kg}^2/\text{s}^2 \quad (14.216)$$

$$a_{25} = \frac{mK_P R_a R_c}{\mu} = 3{,}000 \cdot 10^{10} \text{ kg}^2/\text{s}^2 \quad (14.217)$$

$$a_2 = a_{21} + a_{22} + a_{23} + a_{24} + a_{25} = 7{,}120 \cdot 10^{10} \text{ kg}^2/\text{s}^2 \quad (14.218)$$

$$a_{11} = R_a D_c = 8{,}983 \cdot 10^{10} \text{ kg}^2/\text{s}^3 \quad (14.219)$$

$$a_{12} = D_a R_c = 8{,}205 \cdot 10^{10} \text{ kg}^2/\text{s}^3 \quad (14.220)$$

$$a_{13} = \frac{A_p R_a R_c}{\mu K_{Qx}} = 1{,}385 \cdot 10^{13} \text{ kg}^2/\text{s}^3 \quad (14.221)$$

$$a_1 = a_{11} + a_{12} + a_{13} = 1{,}402 \cdot 10^{13} \text{ kg}^2/\text{s}^3 \quad (3.4.22)$$

$$a_0 = R_a R_c = 4{,}785 \cdot 10^{14} \text{ kg}^2/\text{s}^4 \quad (14.223)$$

$$b_3 = mD_a = 1{,}839 \cdot 10^6 \text{ kg}^2/\text{s} \quad (14.224)$$

$$b_2 = mR_a + D_a D_c = 1{,}074 \cdot 10^{10} \text{ kg}^2/\text{s}^2 \quad (14.225)$$

$$b_1 = D_c R_a + D_a R_c = 1{,}718 \cdot 10^{11} \text{ kg}^2/\text{s}^3 \quad (14.226)$$

$$b_0 = R_a R_c = 4{,}785 \cdot 10^{14} \text{ kg}^2/\text{s}^4 \quad (14.227)$$

Funcția de transfer (14.220) devine

$$\frac{z}{y}=\frac{1{,}839\cdot 10^{6}\cdot s^{3}+1{,}074\cdot 10^{10}\cdot s^{2}+1{,}718\cdot 10^{11}\cdot s+4{,}785\cdot 10^{14}}{3{,}056\cdot s^{5}+1{,}489\cdot 10^{5}\cdot s^{4}+7{,}464\cdot 10^{8}\cdot s^{3}+7{,}120\cdot 10^{10}\cdot s^{2}+1{,}402\cdot 10^{13}\cdot s+4{,}785\cdot 10^{14}}$$

Se constată atât direct, cât şi prin simulare numerică că ponderea termenilor de ordin superior este neglijabilă, astfel încât funcţia de transfer poate fi utilizată sub forma aproximativă:

$$\frac{z}{y}=\frac{1{,}839\cdot s^{3}+1{,}074\cdot 10^{4}\cdot s^{2}+1{,}718\cdot 10^{5}\cdot s+4{,}785\cdot 10^{8}}{7{,}464\cdot 10^{2}\cdot s^{3}+7{,}120\cdot 10^{4}\cdot s^{2}+1{,}402\cdot 10^{7}\cdot s+4{,}785\cdot 10^{8}} \qquad (14.228)$$

Toţi coeficienţii numitorului funcţiei de transfer fiind pozitivi, singura condiţie care mai trebuie îndeplinită este inegalitatea

$$a_1\cdot a_2 > a_3\cdot a_0 \qquad (14.229)$$

Ţinând seama de relaţiile (14.212), (14.218), (14.222) şi (14.223) rezultă

$$\begin{aligned} a_1\cdot a_2 &= 9{,}982\cdot 10^{23}\ \mathrm{kg^4/s^5}\\ a_3\cdot a_0 &= 3{,}571\cdot 10^{23}\ \mathrm{kg^4/s^5}\end{aligned} \qquad (14.230)$$

Se constată îndeplinirea condiţiei de stabilitate furnizată de criteriul algebric. Din păcate acest criteriu nu furnizează informaţii asupra rezervei de stabilitate a sistemului.

Condiţia de stabilitate poate fi utilizată pentru determinarea limitei unei singure mărimi necunoscute. Cei mai importanţi parametri ai sistemului sunt: factorul de amplificare în debit, K_{Qx} şi coeficientul droselului de amortizare, K_d. Condiţia de stabilitate este uzual folosită fie pentru determinarea valorii limită a mărimii K_{Qx} pentru o valoare normală a mărimii K_d, fie în scopul determinării coeficientului K_d necesar asigurării stabilităţii pentru o valoare practică a mărimii K_{Qx}, care influenţează direct timpul de răspuns al servocomenzii.

Se examinează în continuare ultima problemă scriind condiţia de stabilitate (14.229) sub forma

$$\frac{a_3\cdot a_0}{a_1\cdot a_2}=\alpha\ <\ 1 \qquad (14.231)$$

în care valorile practice normale ale coeficientului α sunt cuprinse între 0,2 şi 0,4. Se înlocuiesc în această relaţie expresiile coeficienţilor numitorului funcţiei de transfer şi se explicitează factorul de influenţă al căderii de presiune pe motor:

$$K_P=\frac{\alpha\left(m_1+m_2+m_3+m_4+m_5+m_6\right)-\left(m_7+m_8+m_9+m_{10}\right)}{n_1\left(1-\alpha\right)-n_2\alpha} \qquad (14.232)$$

unde

$$m_1 = mR_a\left(R_aD_c + R_cD_a\right) \tag{14.233}$$

$$m_2 = D_aD_c\left(R_aD_c + R_cD_a\right) \tag{14.234}$$

$$m_3 = \frac{3A_pR_aR_cD_aD_c + A_p\left(R_a^2D_c^2 + D_a^2R_c^2\right) + mA_pR_a^2R_c}{K_{Qx}\mu} \tag{14.235}$$

$$m_4 = \frac{mR_c\left(R_aD_c + R_cD_a\right)}{\mu} \tag{14.236}$$

$$m_5 = \frac{A_p^2R_aR_c\left(R_aD_c + R_cD_a\right)}{K_{Qx}^2\mu^2} \tag{14.237}$$

$$m_6 = \frac{mA_pR_aR_c^2}{K_{Qx}\mu^2} \tag{14.238}$$

$$m_7 = mD_aR_aR_c \tag{14.239}$$

$$m_8 = \frac{mD_cR_aR_c}{\mu} \tag{14.240}$$

$$m_9 = \frac{A_pR_aR_c\left[m\left(R_a + R_c\right) + D_aD_c\right]}{K_{Qx}\mu} \tag{14.241}$$

$$m_{10} = \frac{mA_pR_a^2R_c^2}{K_{Qx}\mu R_h} \tag{14.242}$$

$$n_1 = \frac{mR_aR_c\left(R_aD_c + R_cD_a\right)}{2A_pK_{Qx}\mu} \tag{14.243}$$

$$n_2 = \frac{mR_a^2R_c^2}{2K_{Qx}^2\mu^2} \tag{14.244}$$

Verificarea acestor relații se poate face imediat pentru datele considerate anterior. Dacă $\alpha = 0{,}358$, rezultă

$$m_1 = 1{,}843\cdot10^{21};\ m_2 = 2{,}647\cdot10^{18};\ m_3 = 1{,}497\cdot10^{23};\ m_4 = 4{,}383\cdot10^{21};$$

$m_5 = 6{,}898 \cdot 10^{22}; m_6 = 3{,}533 \cdot 10^{23}; m_7 = 8{,}800 \cdot 10^{20}; m_8 = 2{,}290 \cdot 10^{21};$

$m_9 = 3{,}034 \cdot 10^{23}; m_{10} = 4{,}544 \cdot 10^{22}; n_1 = 5{,}443 \cdot 10^{32}; n_2 = 4{,}388 \cdot 10^{34};$

deci $K_P = 9{,}5 \cdot 10^{-12}$ m^5/Ns.

Dacă $K_{QP} = 3{,}3 \cdot 10^{-12}$ m^5/Ns se obține $K_1 = 6{,}2 \cdot 10^{-12}$ m^5/Ns.

Astfel relația (14.232) este direct utilizabilă în proiectare.

14.5.5 Simularea numerică

Modelele matematice aferente servomecanismului instalat în structuri reale au fost transpuse în programe de simulare numerică având următoarele obiective:

a) determinarea evoluției variabilelor geometrice, hidraulice şi mecanice în cursul unui proces tranzitoriu tipic, generat de aplicarea unui semnal treaptă la intrarea servomecanismului;

b) studiul sistematic al influenței principalilor parametri geometrici, hidraulici şi mecanici asupra răspunsului servomecanismului la semnale treaptă aplicate la intrare;

c) compararea rezultatelor integrărilor numerice efectuate pe baza ecuațiilor modelului matematic şi pe baza funcției de transfer complete a sistemului;

d) validarea funcției de transfer aproximative;

e) studiul sistematic al principalilor parametri constructivi asupra răspunsului în frecvență, generat de un semnal sinusoidal aplicat la intrare.

Calculele au fost efectuate cu datele numerice considerate pentru stabilirea funcției de transfer complete a sistemului.

Experimentele de simulare numerică cu semnale treaptă aplicate la intrare (fig. 14.35) evidențiază următoarele concluzii:

- variațiile mărimilor x, z şi Q sunt similare celor corespunzătoare condițiilor de instalare ideale, fiind marcate de influența unor componente de amplitudine mică şi frecvență mare;
- mărimile u şi w variază periodic amortizat cu amplitudini de ordinul sutimilor de milimetru, neinfluențând semnificativ variația mărimii de interes practic v, dar schimbând complet variația căderii de presiune pe motor în raport cu instalarea în condiții ideale.

Funcția de transfer completă şi cea simplificată furnizează răspunsuri la semnal treaptă identice, justificând astfel utilizarea celei din urmă în proiectare (fig. 14.36).

Mărirea masei acționate reduce promptitudinea răspunsului ca şi în cazul servomecanismului instalat în condiții ideale (fig. 14.37).

Datorită valorii relativ mari, adoptată pe bază experimentală pentru coeficientul K_{QP}, influența droselului de amortizare asupra răspunsului la semnal

treaptă nu este hotărâtoare pentru asigurarea stabilității servomecanismului (fig. 14.38).

În schimb, factorul de amplificare din debit modifică radical constanta de timp a servomecanismului ca şi în cazul condiţtiilor de instalare ideale (fig. 14.39).

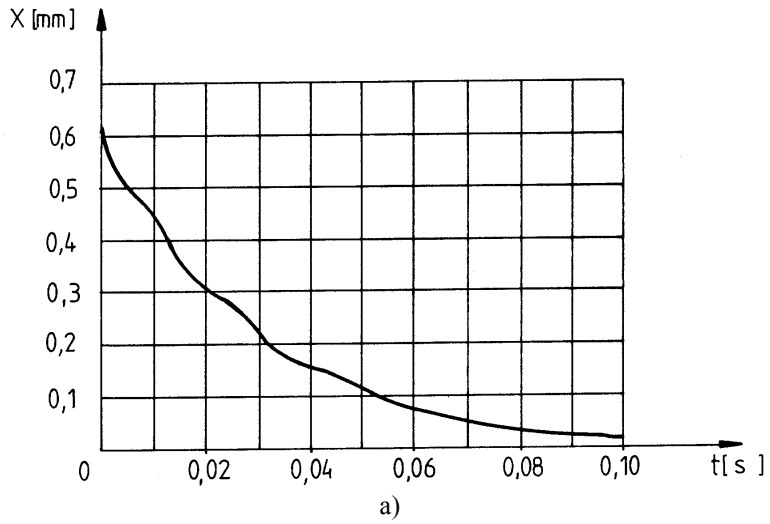
Variația în limite relativ largi a rigidităților R_a, R_c şi R_h nu afectează grav stabilitatea servomecanismului (fig. 14.40, 14.41 şi 14.42) dar reduce sensibil frecvența proprie a sistemului în ansamblul său.

Influența droselului de amortizare asupra răspunsului în frecvență este tipică: atenuarea şi defazajul (fig 14.43) variază în acelaşi sens cu diametrul droselului.

În ansamblu, experimentele de simulare numerică efectuate cu semnale treaptă şi sinusoidale pentru cazul condițiilor reale de instalare conduc la concluzia că servomecanismul este descris fidel din punct de vedere dinamic prin funcția de transfer simplificată, fiind însă necesară precizarea că toate calculele se bazează pe o valoare obținută experimental pentru coeficientul debit-presiune al distribuitorului. În absența valorilor experimentale certe ale acestui coeficient este necesară considerarea modelului neliniar pentru caracteristica distribuitorului, dar rezerva de stabilitate în acest caz este prea mică față de cea reală. Această diferență este determinată de neglijarea efectului de amortizare al frecărilor din sistemele de etanşare dinamică ale amplificatorului hidraulic.

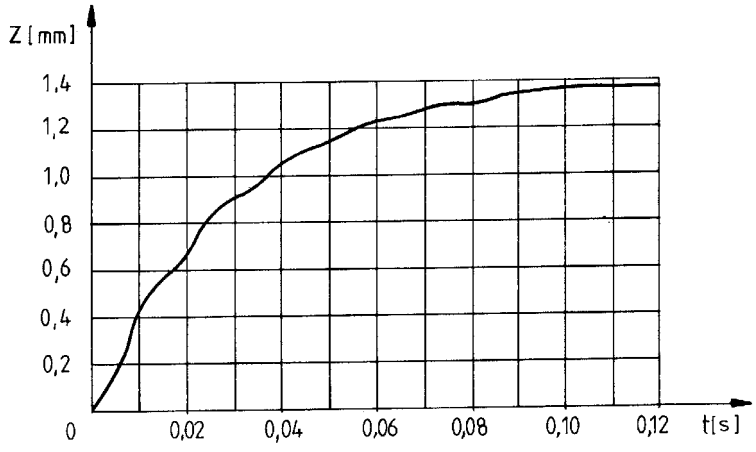
Utilizarea modelelor de simulare numerică elaborate pentru condițiile de instalare reale este obligatorie dacă rigiditățile de ancorare şi de comandă sunt comparabile cu cea hidraulică.

Amortizările structurale D_a şi D_c contribuie la mărirea rezervei de stabilitate a servomecanismului, dar efectul lor poate fi înglobat în influența droselului de amortizare.

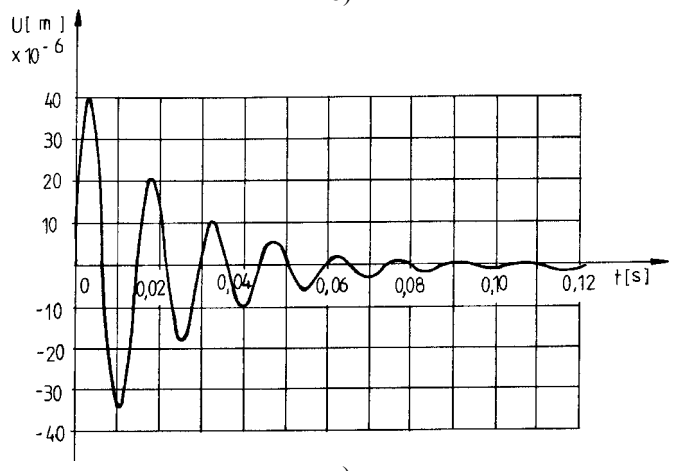


a)

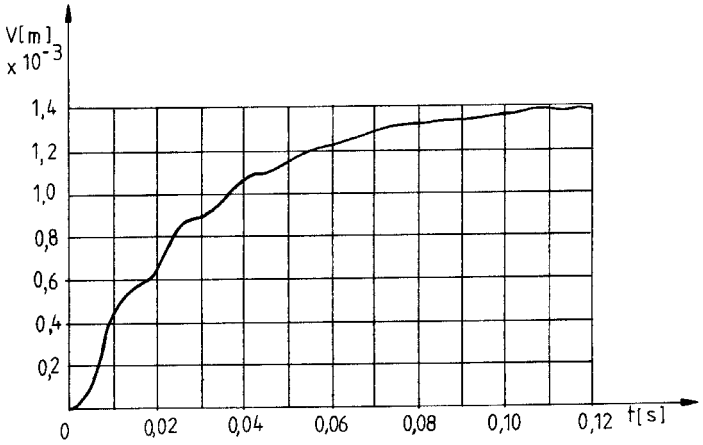
Figura 14.35.Variația parametrilor funcționali ai servomecanismului în cursul unui proces trsnzitoriu generat de un semnal treaptă.



b)

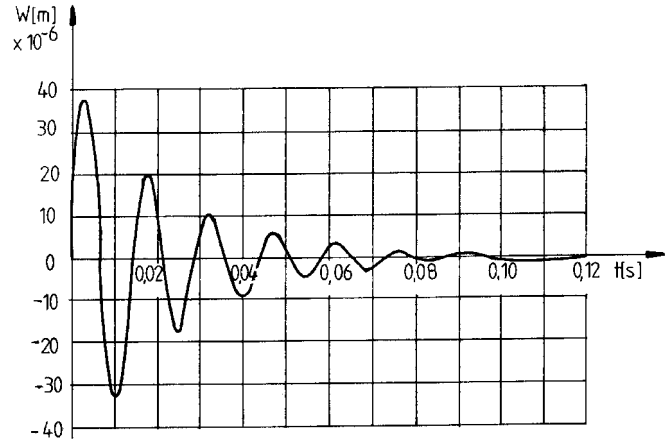


c)

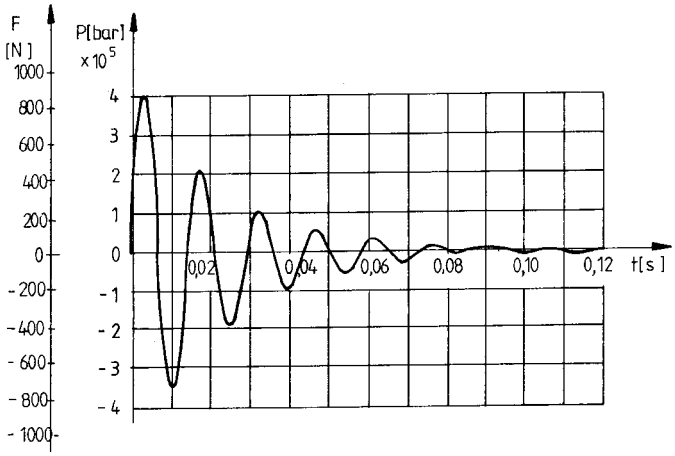


d)

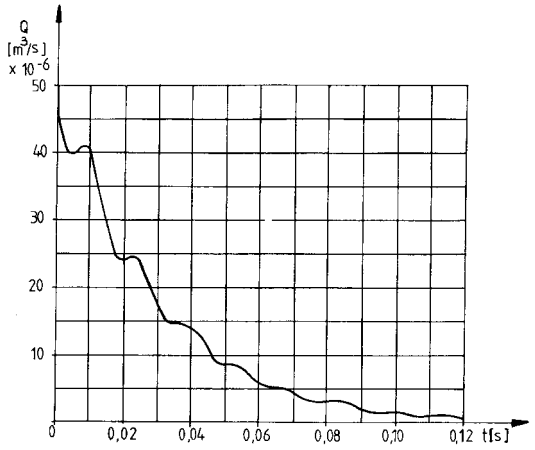
Figura 14.35.Variația parametrilor funcționali ai servomecanismului
în cursul unui proces trsnzitoriu generat de un semnal treaptă (continuare).



e)



f)



g)

Figura 14.35.Variația parametrilor funcționali ai servomecanismului
în cursul unui proces trsnzitoriu generat de un semnal treaptă (continuare).

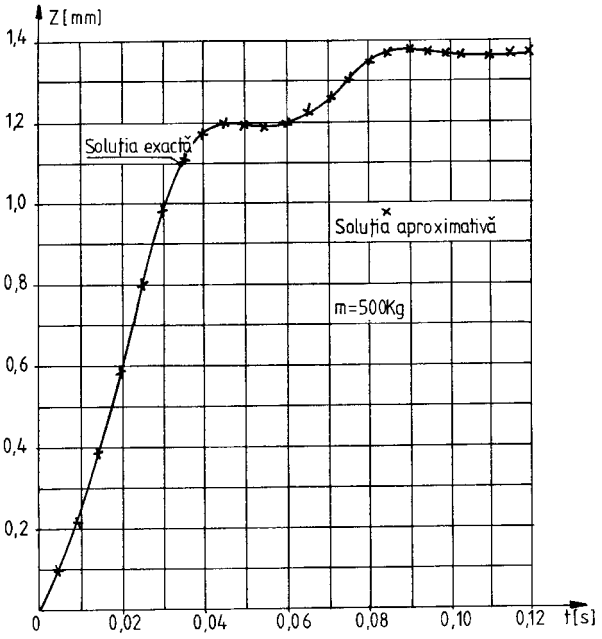


Fig. 14.36. Răspunsul servomecanismului la semnal treaptă - comparație între soluția liniară completă şi cea aproximativă.

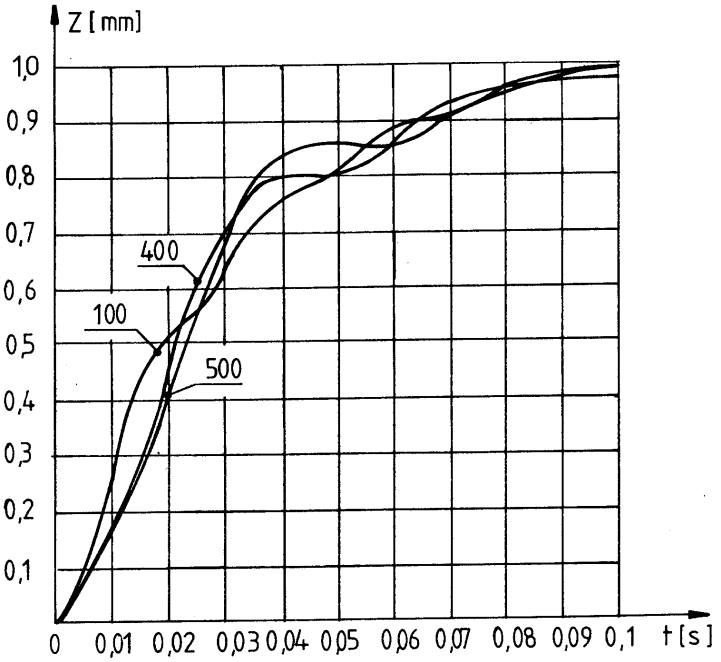


Fig. 14.37. Influența masei asupra răspunsului la semnal treaptă al unui servomecanism mecanohidraulic instalat în condiții reale.

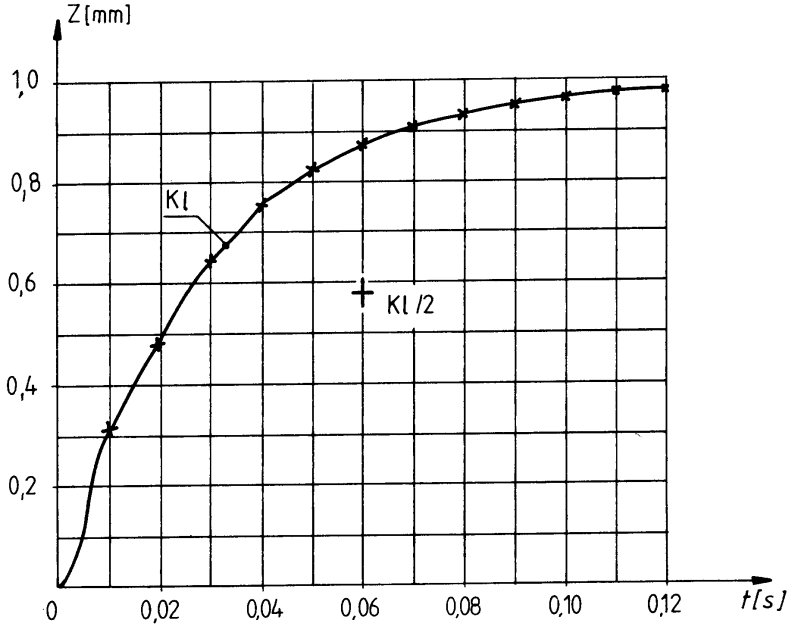


Fig. 14.38. Influența scurgerilor asupra răspunsului la semnal treaptă al unui servomecanism mecanohidraulic instalat în condiții reale.

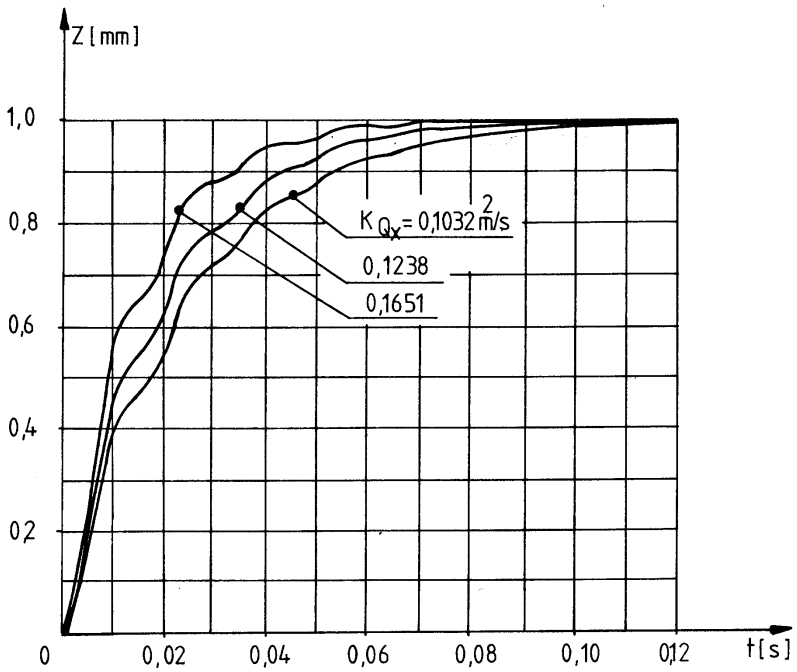


Fig. 14.39. Influența lățimii ferestrelor de distribuție asupra răspunsului la semnal treaptă al unui servomecanism mecanohidraulic instalat în condiții reale.

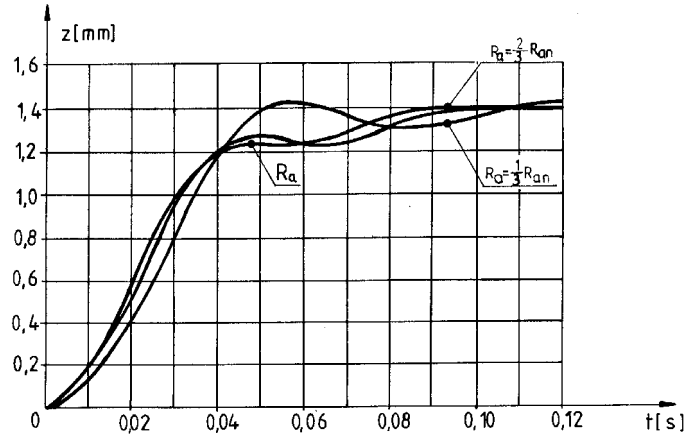


Fig. 14.40. Influența rigidității de ancorare asupra răspunsului la semnal treaptă al unui servomecanism mecanohidraulic instalat în condiții reale.

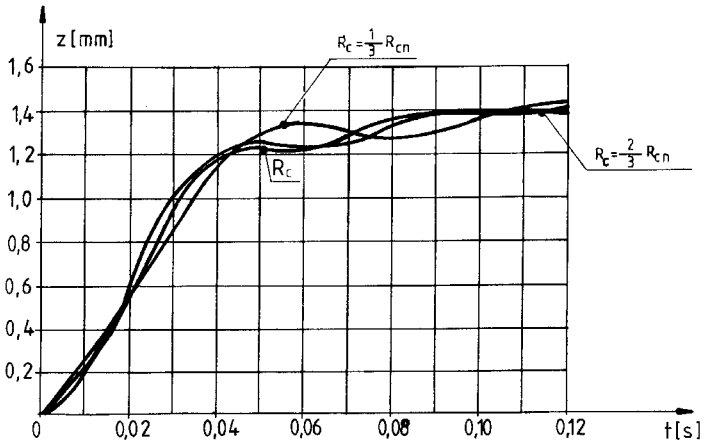


Fig. 14.41. Influența rigidității de comandă asupra răspunsului la semnal treaptă al unui servomecanism mecanohidraulic instalat în condiții reale.

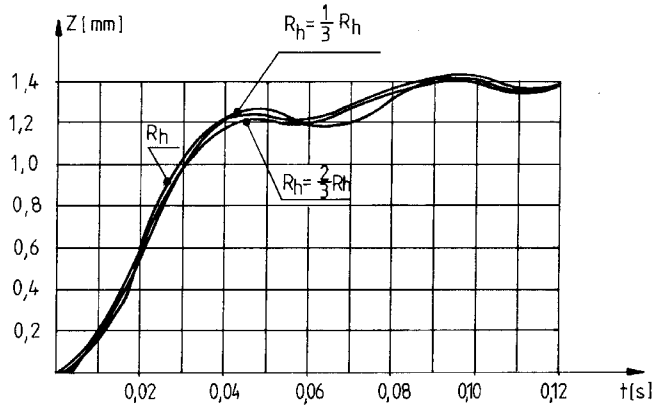
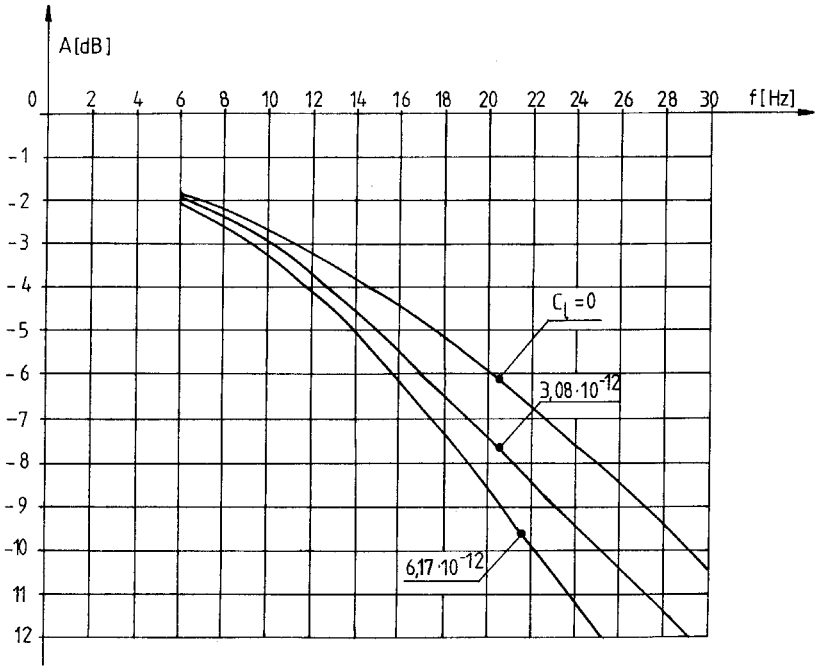
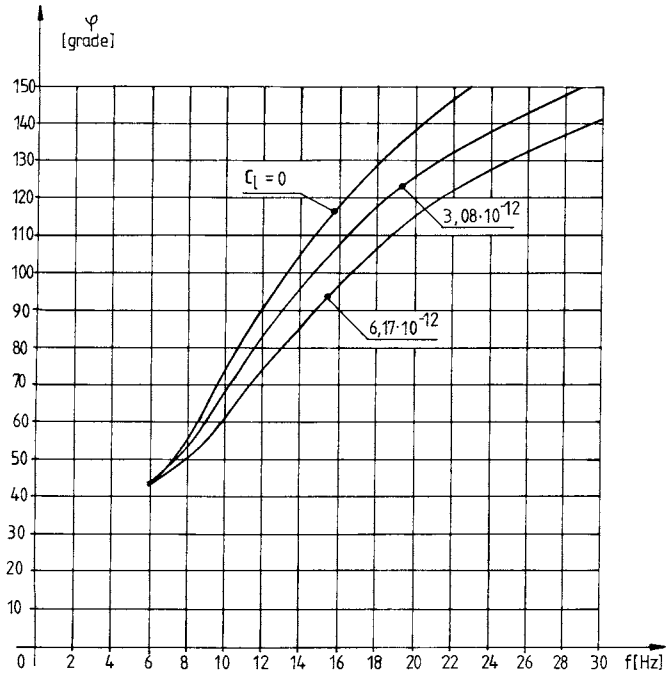


Fig. 14.42. Influența rigidității hidraulice asupra răspunsului la semnal treaptă al unui servomecanism mecanohidraulic instalat în condiții reale.



a)



b)

Fig. 14.43. Influența scurgerilor asupra răspunsului în frecvență:
a) atenuarea; b) faza.

15

STRUCTURA SERVOPOMPELOR ŞI SERVOMOTOARELOR TRANSMISIILOR HIDROSTATICE

15.1. OBIECTIVELE REGLĂRII CAPACITĂȚII MAŞINILOR HIDRAULICE VOLUMICE

Reglarea debitului, presiunii şi puterii maşinilor hidraulice ale transmisiilor volumice prin reglarea capacității este necesară în următoarele trei situații:

- turația motorului hidraulic trebuie reglată cu disipare minimă de energie (disiparea este specifică procedeelor de reglare bazate pe laminarea debitului excedentar printr-o supapă sau un drosel);
- puterea consumată de motorul hidraulic trebuie limitată automat la o valoare constantă, specifică motorului de antrenare al pompei;
- debitul furnizat de pompă motorului trebuie redus automat la atingerea unei presiuni prestabilite, pentru a evita laminarea debitului excedentar prin supapa de siguranță a sistemului.

Dispozitivele de reglare a capacității pot fi manuale, electrice, hidraulice, pneumatice sau electrohidraulice. Pompele şi motoarele sunt concepute astfel încât să poată fi echipate cu un dispozitiv de reglare adecvat fiecărei aplicații, fără nici o modificare constructivă. Formele concrete de realizare a dispozitivelor de reglare depind în mare măsură de tipul maşinilor reglate.

15.2. STRUCTURA DISPOZITIVELOR MODERNE DE REGLARE MECANOHIDRAULICE

15.2.1. Dispozitive de reglare a debitului

Se analizează din punct de vedere structural dispozitivele de reglare care pot echipa pompele cu bloc înclinat *uzuale* din familia F2, produse de U.M. PLOPENI (fig. 15.1). Blocul cilindrilor este amplasat într-o carcasă care poate fi rotită din exterior printr-un arbore canelat. Dispozitivele de reglare se montează (flanşează) identic pe carcasa pompei, sunt prevăzute cu un racord energetic (dublu) şi conțin un mecanism care acționează arborele carcasei blocului cilindrilor. Dispozitivele de reglare manuală disponibile pentru pompele F2 sunt: a) cu mecanism şurub - piuliță (cod V1100M); b) cu tijă (cod V1200M); c) cu cep rotitor (cod V1400M).

Roata dispozitivului V1100M poate fi înlocuită cu un motor electric sau hidraulic comandat de la distanță. Tija dispozitivului V1200 M poate fi acționată

sau înlocuită cu un cilindru hidraulic, comandat cu o supapă sau un drosel, conform schemei din figura 15.2. Unghiul de înclinare (basculare) al carcasei blocului cilindrilor este determinat de presiunea de refulare a pompei auxiliare (de comandă), impusă de supapa sau droselul de comandă, iar readucerea este asigurată de un arc în cazul pompelor unidirecționale (fig. 15.2,a) şi de două arcuri la pompele bidirecționale (fig. 15.2,b). Această comandă nu este strict proporțională datorită frecărilor, variației debitului pompei de comandă în funcție de presiunea sa de refulare, a presiunii din amonte de supapă (sau drosel) în funcție de debitul care o parcurge, a forței necesare pentru bascularea carcasei blocului cilindrilor pompei reglate în funcție de presiunea de refulare şi de capacitatea sa etc.

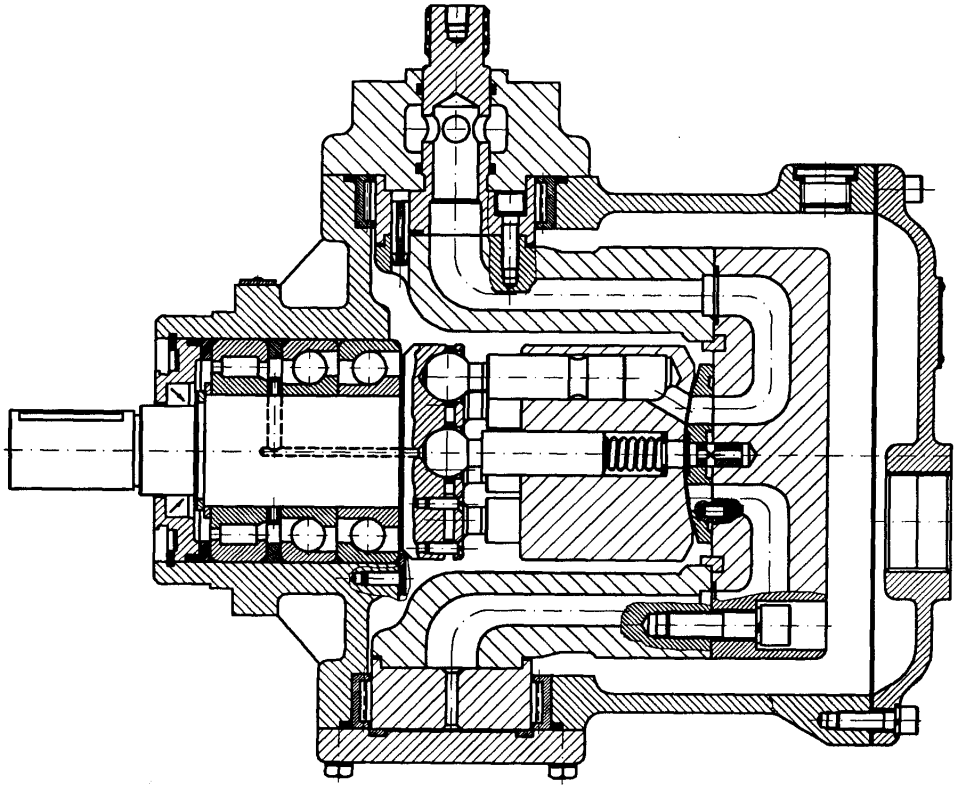


Fig. 15.1. Pompă cu pistoane axiale cu bloc înclinat, reglabilă, cu distribuție sferică (U.M.P.).

Sensul circulației lichidului în pompa bidirecțională este stabilit de un distribuitor inversor care în poziția centrală permite egalizarea presiunilor în camerele cilindrului hidraulic în scopul anulării debitului. Timpul de răspuns al dispozitivului de comandă poate fi reglat cu ajutorul a două drosele variabile.

Reglarea manuală sau mecanică a pompelor de mare capacitate necesită amplificarea forței de comandă. În acest scop se utilizează curent servomecanisme hidraulice. În figura 15.3,a se prezintă servocomanda cu intrare manuală sau

mecanică a pompelor F2, formată dintr-un servomecanism (cod 3941 M) alimentat de o pompă de mică capacitate, a cărei presiune de refulare este limitată de o supapă de siguranţă. Servomecanismul este compus dintr-un cilindru hidraulic şi un distribuitor hidraulic cu trei căi, format dintr-un sertar solidar cu tija de comandă şi un corp solidar cu tija pistonului. Ariile celor două feţe ale pistonului sunt diferite ($A_1 > A_2$) deoarece tija pistonului este unilaterală, iar diametrul ei este mai mare decât cel al tijei de comandă.

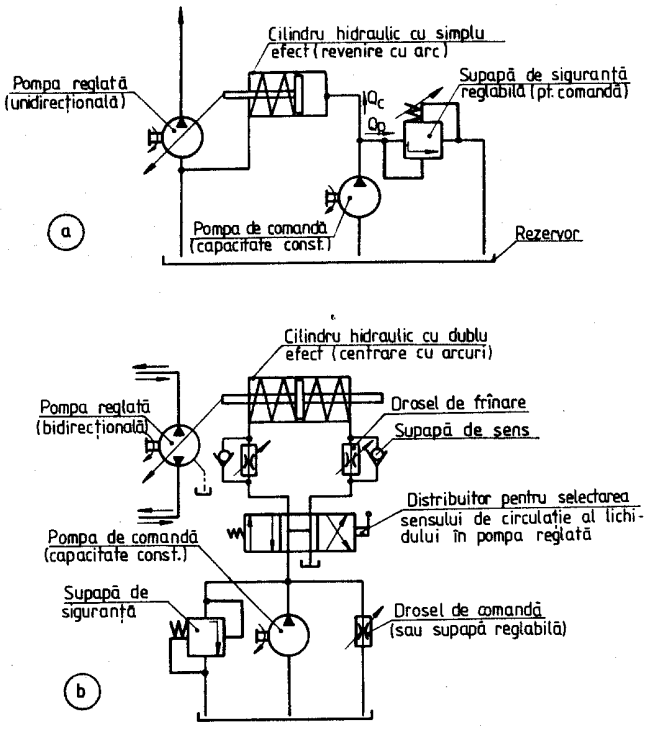


Fig. 15.2. Comenzi hidraulice pentru pompe cu pistoane axiale:
a) unidirecţională; b) bidirecţională.

Schema hidraulică a servocomenzii este prezentată în figura 15.3,b, simbolul simplificat al servomecanismului este indicat în figura 15.3,c, iar organologia acestuia rezultă din figura 15.4 (pentru pompa F225).

Poziţionarea tijei de comandă a servomecanismului se poate face şi de la distanţă, cu un sistem de comandă hidraulică proporţională. Ansamblul obţinut (fig. 15.5 şi 15.6) se numeşte "servocomandă hidraulică". Centrarea pistonului comenzii hidraulice proporţionale la anularea comenzii este asigurată de un singur resort care este comprimat de o tijă în ambele sensuri. Mărimea precomprimării acestui resort determină timpul de anulare a debitului pompei reglate. Droselul amplasat pe traseul de refulare al pompei care alimentează servomecanismul asigură amortizarea oscilaţiilor întregului sistem.

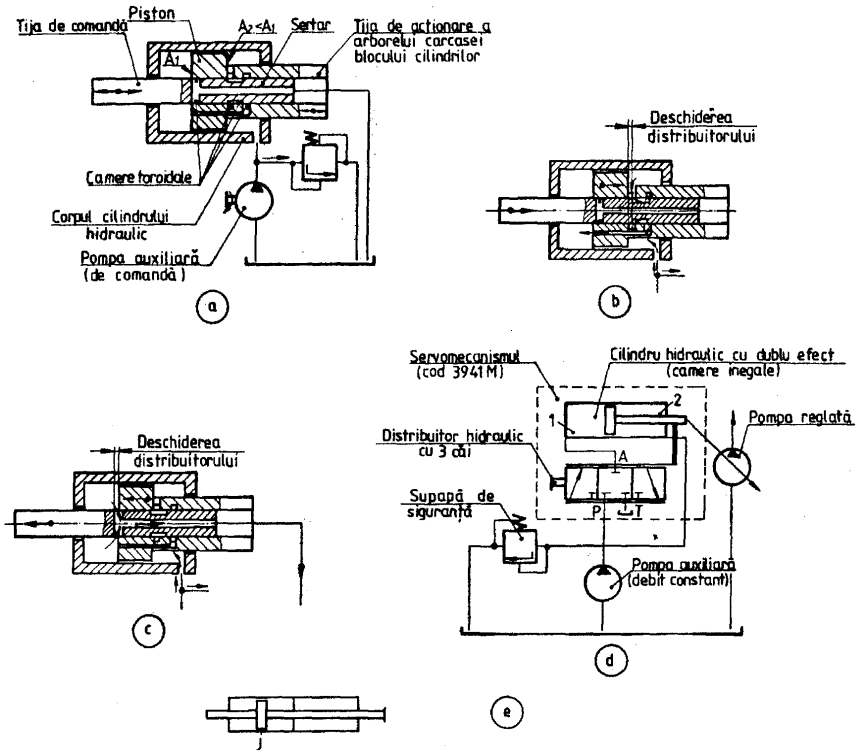


Fig. 15.3. Servomecanism mecanohidraulic pentru reglarea capacității unei pompe cu pistoane axiale:
a) tijă de comandă blocată; b) tijă de comandă în mişcare spre dreapta; c) tijă de comandă în mişcare spre stânga; d) schema hidraulică echivalentă; e) simbolul simplificat.

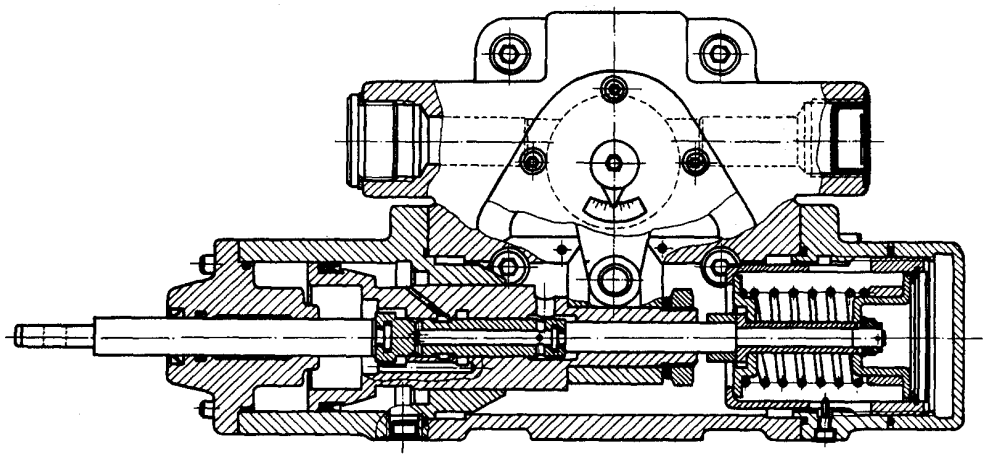


Fig. 15.4. Dispozitiv de reglare R3941 pentru pompa F225.

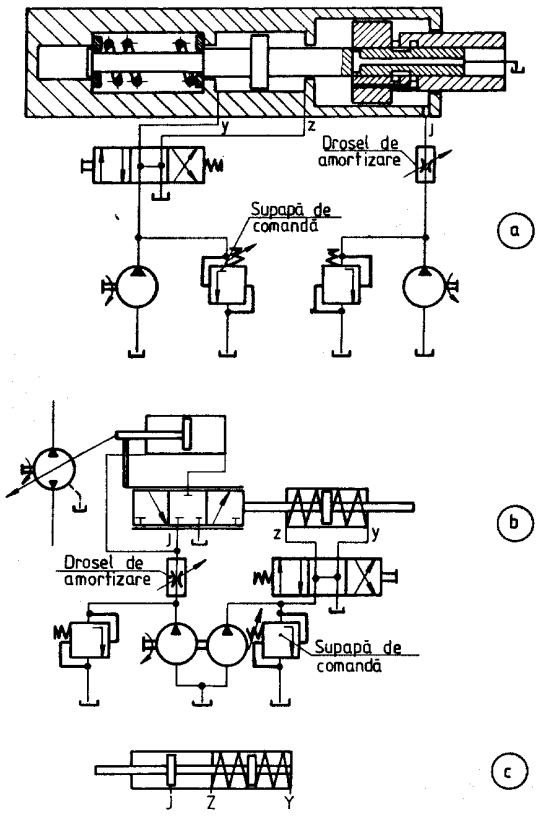


Fig. 15.5. Servocomandă hidraulică pentru reglarea capacității unei pompe cu pistoane axiale:
a) schemă funcțională; b) schemă hidraulică; c) simbol simplificat.

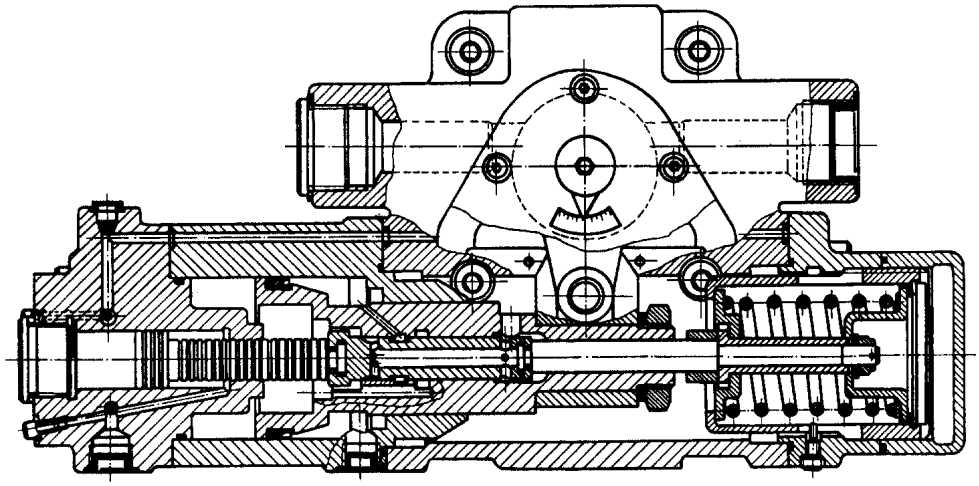


Fig. 15.6. Dispozitiv de reglare 3041 pentru pompa F225.

Distribuitorul şi supapa pompei de comandă pot fi concentrate într-un singur element (fig. 15.7) numit uzual "distribuitor de reglare". Prin rotirea manetei cu un unghi oarecare, se scoate distribuitorul din poziția neutră şi simultan se comprimă arcul supapei, mărind presiunea de comandă proporțional cu unghiul $\pm \alpha$, indiferent de sensul rotirii manetei.

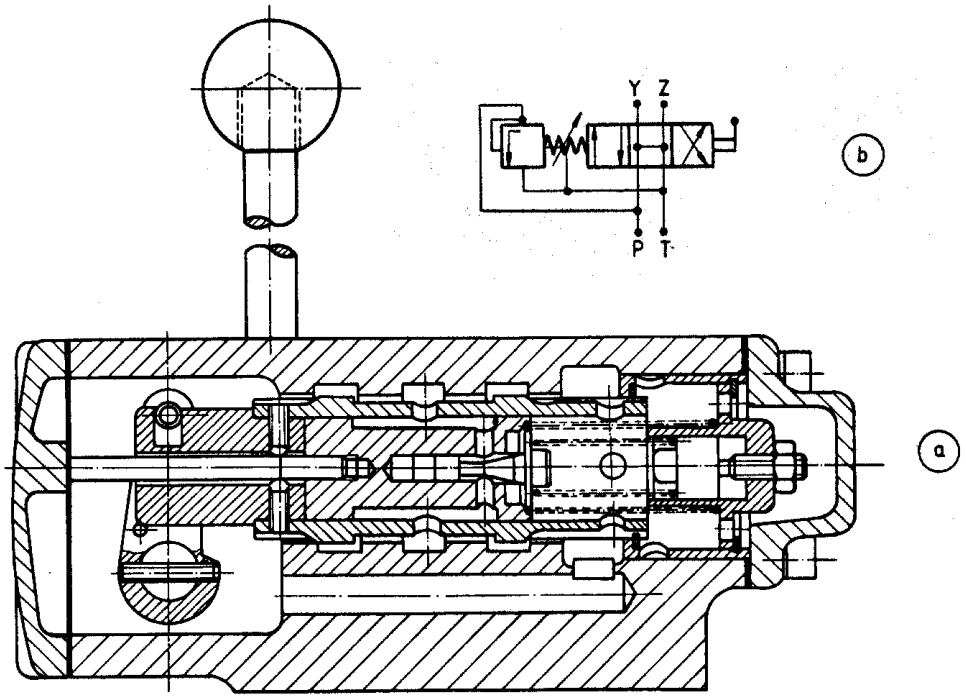


Fig. 15.7. Distribuitor de reglare:
a) secțiune; b) schemă hidraulică.

15.2.2. Dispozitive de reglare a puterii

Limitarea automată a puterii consumată de o pompă poate fi realizată cu dispozitivul din figura 15.8 (*regulator de putere* R 1120 M). Dacă turația de antrenare este constantă, menținerea constantă a produsului $\Delta p \cdot Q$ necesită reducerea capacității pompei la creşterea presiunii de refulare, ceea ce se poate realiza dacă aceasta este aplicată unui cilindru hidraulic cu simplu efect care acționează carcasa blocului cilindrilor. Hiperbola de putere constantă este aproximată practic prin două segmente de dreaptă cu ajutorul a două resoarte care intră în acțiune succesiv. Puterea consumată de pompă poate fi prescrisă prin alegerea adecvată a setului de arcuri. Amortizarea oscilațiilor sistemului este asigurată de un drosel sensibil la sensul debitului. Capacitatea pompei poate fi limitată mecanic sau hidraulic, inferior sau superior.

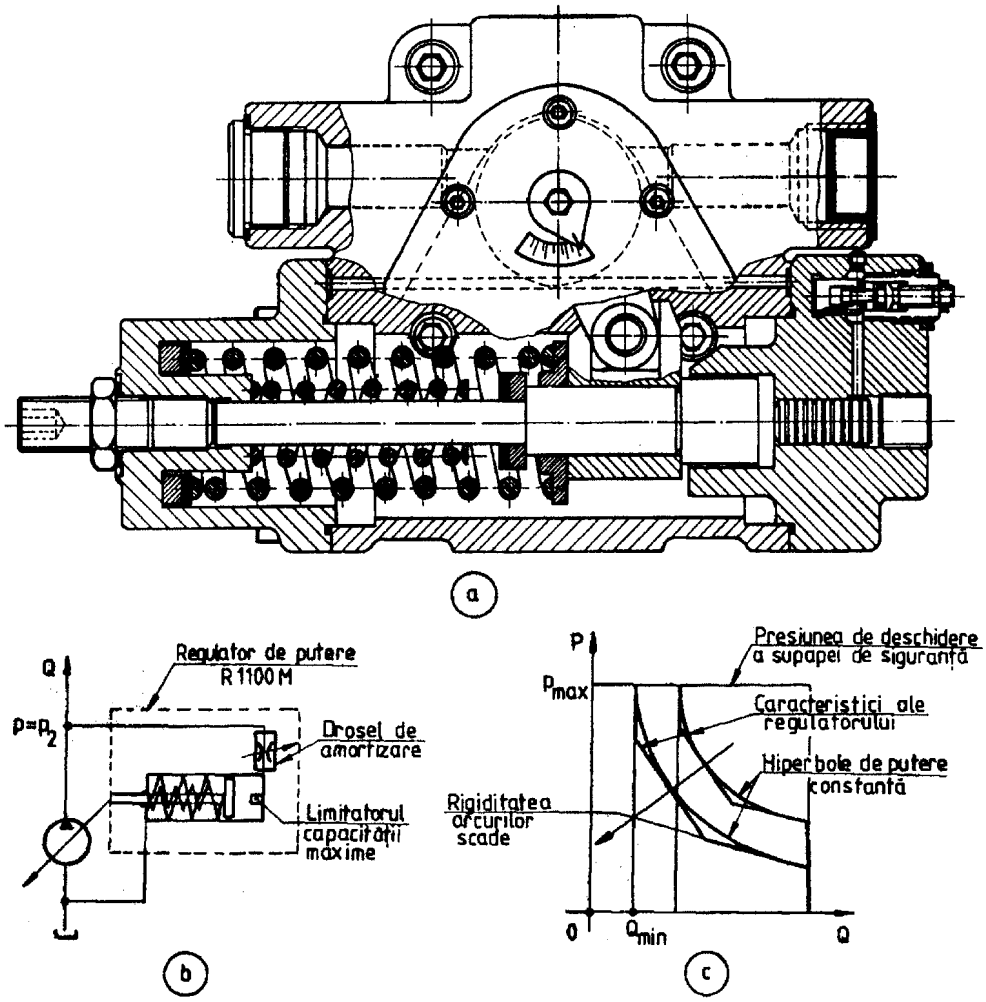


Fig. 15.8. Regulator de putere pentru pompa F225:
a) secţiune; b) schema hidraulică; c) caracteristica de regim staţionar.

15.2.3. Dispozitive de reglare a presiunii

Dispozitivele de reglare automată care asigură anularea debitului furnizat de pompă sistemului când presiunea atinge o valoare prestabilită se numesc "*regulatoare de presiune*" (fig. 15.9,a). Deschiderea unei supape de siguranţă permite curgerea la rezervor a lichidului refulat de pompă prin camera activă a unui cilindru hidraulic cu simplu efect şi printr-un drosel cu rol de comandă. Reducerea capacităţii pompei este impusă de căderea de presiune pe drosel, corespunzătoare debitului supapei, Q_s. Acesta poate fi mult mai mic decât debitul maxim al pompei dacă rezistenţa hidraulică a droselului este suficient de mare, permiţând o reducere

importantă a pierderii de energie față de cazul în care tot debitul pompei ar fi evacuat la bazin prin supapa de siguranță a sistemului. La scăderea presiunii sub valoarea necesară deschiderii supapei regulatorului, arcul cilindrului hidraulic se destinde, readucând capacitatea pompei la valoarea maximă. Lichidul din camera activă a cilindrului este evacuat la rezervor prin drosel. Panta caracteristicii statice a regulatorului (fig. 15.9,b) depinde de panta caracteristicii statice a supapei. Dacă aceasta este pilotată, unghiul $\delta = \text{arctg}(dp / dQ)$ este practic nul.

Rezistența hidraulică fixă a droselului de comandă limitează performanțele dinamice ale regulatorului de presiune. Pentru îmbunătățirea acestora se utilizează regulatorul bietajat din figura 15.9,c. În figura 15.9,d se prezintă regulatorul de presiune R1200 M, care poate echipa pompa F225.

15.3. STRUCTURA DISPOZITIVELOR DE REGLARE ELECTROHIDRAULICE

15.3.1. Structura servopompelor electrohidraulice.

Servopompele electrohidraulice industriale sunt formate din componente hidraulice, mecanice şi electronice grupate *uzual* astfel: pompa volumică reglabilă înglobează un servomecanism electrohidraulic, iar echipamentul de comandă electronic este amplasat în exteriorul pompei pentru a fi protejat de vibrații şi de încălzirea excesivă.

Servomecanismul electrohidraulic este format dintr-un cilindru hidraulic cu dublu efect, cu sau fără revenire elastică, un amplificator electrohidraulic şi un traductor de poziție al elementului mobil al cilindrului hidraulic. Dacă servopompa este destinată alimentării la presiune constantă a unui sistem hidraulic sau este necesară limitarea automată a puterii consumate, pompa este prevăzută şi cu un traductor de presiune.

Amplificatoarele electrohidraulice utilizate curent sunt de două categorii: lente sau rapide.

a) În prima categorie sunt cuprinse amplificatoarele care utilizează în etajul de conversie electromecanică electromagneți proporționali. Forța disponibilă este suficient de mare pentru comanda directă a amplificatoarelor mecanohidraulice de debit sau presiune. Viteza de răspuns a combinațiilor dintre aceste elemente este suficientă pentru sistemele de reglare care necesită un timp de răspuns de ordinul a 0,1 s, dar precizia în buclă deschisă este relativ mică.

Performanțele dinamice ale amplificatoarelor electrohidraulice lente pot fi ameliorate pe două căi:

- prin utilizarea unei reacții interne de poziție sau de forță;
- prin utilizarea unor reacții adiționale în sistemele de reglare în care sunt incluse.

Avantajul fundamental oferit de amplificatoarele electrohidraulice lente este influența redusă a contaminanților prezenți întotdeauna în lichidul de lucru.

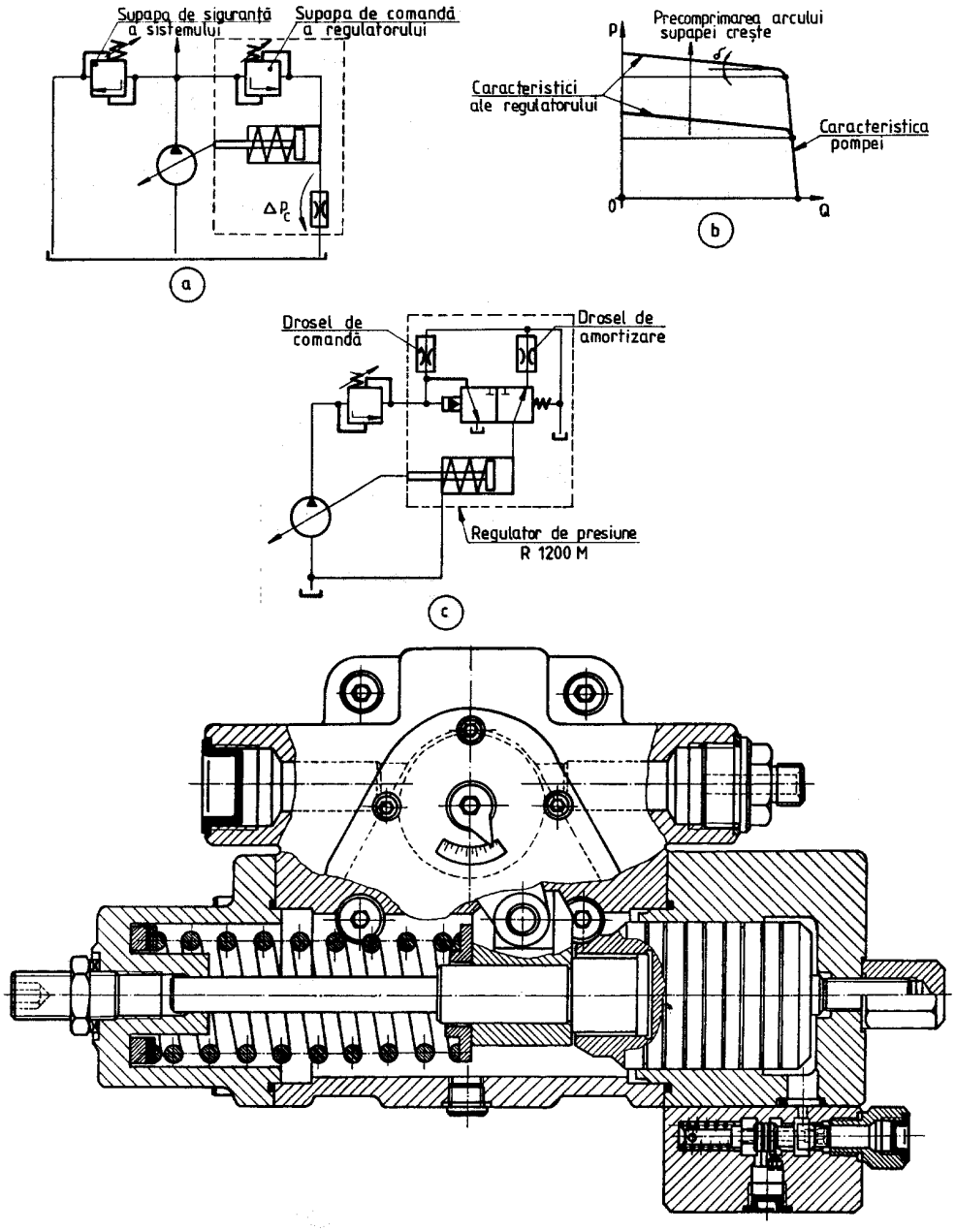


Fig. 15.9. Regulator de presiune:
a) schema hidraulică; b) caracteristica de regim staționar; c) schema hidraulică a regulatorului R1200 pentru pompele F2; d) regulator R1200 pentru pompa F225.

Finețea de filtrare necesară este cuprinsă între 10 şi 15 μm, deci cerințele de puritate ale lichidului sunt modeste.

În țara noastră au fost asimilate amplificatoarele electrohidraulice lente fără reacție internă, pentru reglarea debitului (distribuitoare proporționale) sau a presiunii (supape proporționale).

Poziționarea tijei cilindrului hidraulic care reglează capacitatea pompei poate fi realizată cu ambele tipuri de amplificatoare. În primul caz nu este necesar ca cilindrul să fie prevăzut cu revenire elastică deoarece nulul mecanic coincide cu nulul electric. În al doilea caz, presiunea din aval de supapa proporțională generează o forță care se compară cu o forță elastică pentru a obține o caracteristică liniară a dispozitivului de reglare.

Amplificatorul electrohidraulic lent de reglare a debitului asigură în buclă închisă o legătură practic liniară între tensiunea de comandă şi deplasarea tijei de basculare, dar este complicat şi scump.

Amplificatorul electrohidraulic lent de reglare a presiunii nu permite obținerea unei caracteristici fără histerezis în jurul originii, dar este ieftin şi compact.

În cazul servopompelor de mică capacitate se utilizează curent amplificatoare electrohidraulice lente de reglare a presiunii deoarece aria utilă a pistonului cilindrului hidraulic este relativ mică.

În cazul servopompelor de mare capacitate, amplificatorul electrohidraulic de presiune asigură poziționarea elementului de prescriere al unui servomecanism mecanohidraulic care acționează organul de reglare a capacității pompei.

Poziționarea directă cu distribuitor proporțional de mare capacitate tinde să elimine servomecanismul mecanohidraulic, reducând gabaritul servopompelor şi costul acestora.

b) Amplificatoarele electrohidraulice rapide, denumite uzual *servovalve electrohidraulice* utilizează pentru conversia electromecanică un motor de cuplu cu inerție foarte mică; semnalul obținut este preamplificat printr-un potențiometru hidraulic dublu sau un amplificator fluidic şi este utilizat pentru comanda unui amplificator mecanohidraulic cu sertar cilindric sau plan.

Proporționalitatea semnalului electric cu deplasarea sertarului este asigurată printr-o reacție de poziție directă, o reacție de forță sau o reacție electrică.

Prin utilizarea unor sertare cu acoperire critică este posibilă obținerea unei caracteristici statice practic liniare, atât în jurul originii, cât şi în ansamblu. Prin utilizarea unor reacții adiționale este posibilă obținerea unor caracteristici liniare al căror parametru independent este curentul de comandă, parametrul dependent fiind debitul, presiunea sau puterea.

Datorită racordării optime a etajului de preamplificare cu etajul de forță şi cu cel de comandă, precum şi datorită inerției reduse a tuturor componentelor, performanțele dinamice ale acestor amplificatoare sunt net superioare celor lente.

Amplificatoarele electrohidraulice rapide sunt utilizate în prezent în structura tuturor tipurilor de servopompe *numai* dacă performanțele statice şi dinamice impuse acestora nu permit utilizarea amplificatoarelor electrohidraulice lente.

Este posibilă în principiu alimentarea independentă a amplificatoarelor electrohidraulice şi izolarea completă a circuitelor de forţă şi reglare. Cu toate acestea, cerinţele de filtrare impuse de servovalvele electrohidraulice rămân prea severe pentru aplicaţiile industriale uzuale.

Firmele reputate în domeniul transmisiilor hidrostatice ale autovehiculelor şi utilajelor mobile militare produc în serie mare servopompe echipate cu servovalve electrohidraulice, dar asigură o calitate iniţială superioară a transmisiilor şi depanarea rapidă a acestora.

În ţara noastră au fost asimilate ambele categorii de amplificatoare electrohidraulice analizate.

15.3.2. Structura servomotoarelor electrohidraulice.

În principiu, servomotoarele electrohidraulice pot avea o structură identică cu cea a servopompelor. Principala particularitate a servomotoarelor rotative este reglarea capacităţii într-un singur sens şi limitarea inferioară a acesteia pentru prevenirea ambalării.

Dintre maşinile hidraulice volumice reglabile, cea mai avantajoasă soluţie constructivă ca servomotor este soluţia TRIMOT (fig. 15.10), caracterizată prin absenţa carcasei basculante a blocului cilindrilor.

Reglarea capacităţii se realizează în acest caz printr-un servomecanism cu reacţie de forţă care acţionează placa de distribuţie; aceasta alunecă pe o suprafaţă cilindrică ce include racordurile externe.

Randamentul volumic al acestor maşini este practic egal cu cel corespunzător maşinilor de capacitate fixă sau maşinilor reglabile clasice, dar gabaritul şi greutatea lor sunt mult mai mici.

Dispozitivul de reglare a capacităţii (fig. 15.11,a) este format dintr-un servomecanism mecanohidraulic cu reacţie de forţă, comandat hidraulic şi din două supape de sens, S_1 şi S_2. Servomecanismul este compus dintr-un cilindru hidraulic cu dublu efect şi camere inegale, C, comandat de un distribuitor hidraulic cu trei căi, D. Camera de arie mică a cilindrului şi racordul P al distribuitorului sunt conectate la racordul de admisie al motorului printr-una din supapele de sens; racordul T al distribuitorului este conectat la drenajul motorului, iar racordul A este conectat la camera de arie mare a cilindrului. Dacă presiunea de comandă este inferioară valorii corespunzătoare precomprimării resoartelor şi ariei pistonului de comandă, sertarul distribuitorului asigură drenarea camerei de arie mare a cilindrului hidraulic (capacitatea motorului fiind maximă), deci pentru un debit dat turaţia este minimă. La creşterea presiunii de comandă, sertarul învinge forţa resoartelor şi conectează camera de arie mare a cilindrului la racordul de admisie al motorului. Datorită diferenţei de arii, tija cilindrului se deplasează în sensul comprimării resoartelor, micşorând unghiul dintre axa arborelui şi axa blocului cilindrilor; capacitatea motorului scade, deci pentru un debit constant turaţia sa creşte; deplasarea tijei încetează când forţa de comandă pe sertar este echilibrată de forţa elastică (de reacţie); rezultă o caracteristică presiune de comandă - capacitate practic liniară, cu pantă negativă. Dacă presiunea de comandă variază între 3 şi

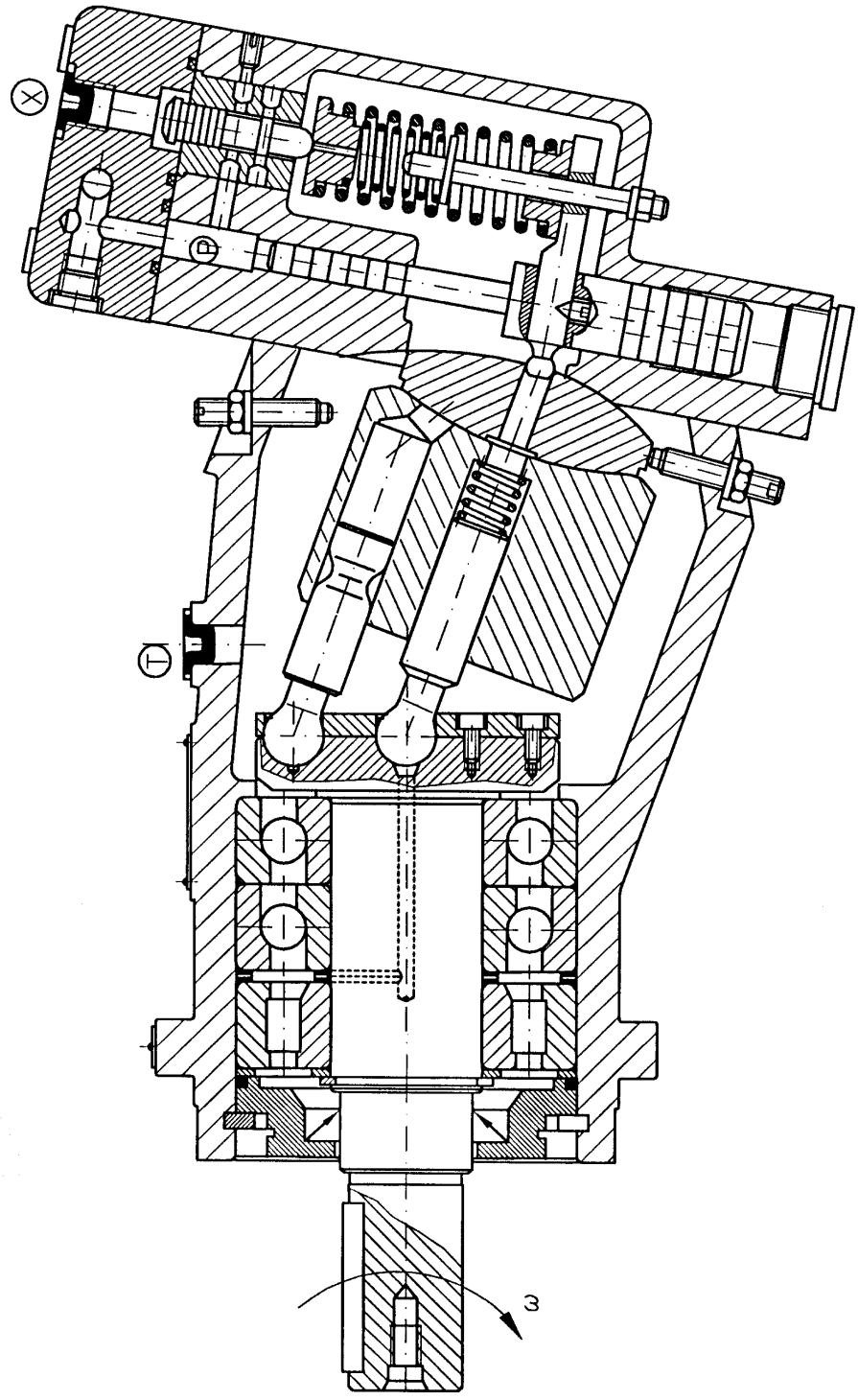


Fig. 15.10. Servomotor cu pistoane axiale cu reglare frontală (TRIMOT).

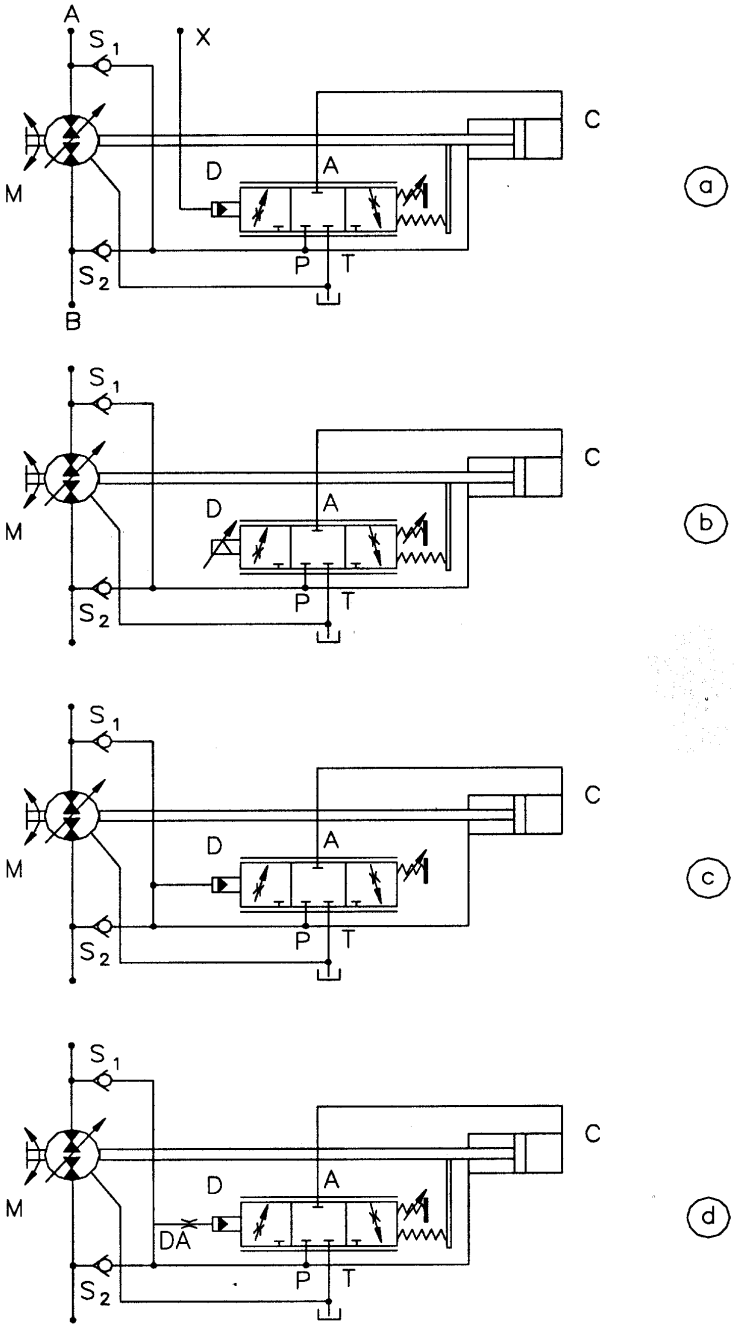


Fig. 15.11. Structura dispozitivelor de comandă uzuale ale servomotoarelor cu reglare frontală.

13 bar, capacitatea motorului variază de la V_{max} la V_{min}. Sertarul distribuitorului poate fi comandat şi de un electromagnet proporţional *de forţă* (fig. 15.11,b).

Dispozitivul din figura 15.11,c asigură trecerea capacităţii de la valoarea minimă la valoarea maximă ca urmare a creşterii presiunii în racordul de admisie peste valoarea prescrisă printr-un resort cu precomprimare reglabilă. Scăderea presiunii provoacă revenirea capacităţii la valoarea minimă.

Creşterea automată a capacităţii motorului la creşterea presiunii din racordul de admisie este asigurată prin dispozitivul din figura 15.11,d. Dacă debitul recepţionat de motor este constant, turaţia acestuia scade la creşterea momentului rezistent; caracteristica rezultată este adecvată transmisiilor de tracţiune deoarece momentul creşte cu presiunea, deci aceasta variază puţin în jurul valorii optime la variaţii mari de moment.

Servomecanismele optime pentru motoarele hidraulice TRIMOT sunt caracterizate prin reacţia de forţă corespunzătoare comenzii hidraulice folosite în mod curent.

În ultimul deceniu au fost brevetate şi servomotoare lente de capacitate variabilă, comandate prin distribuitoare proporţionale. Cea mai evoluată soluţie a fost dezvoltată de firma Vickers pe baza motoarelor cu pistoane radiale produse de firma Staffa.

Transmisiile al căror raport variază în limite largi sunt caracterizate prin reglarea ambelor maşini după următorul algoritm: în cursul demarajului, capacitatea motorului este menţinută la valoarea maximă în timp ce capacitatea pompei este mărită continuu până la valoarea maximă. Mărirea ulterioară a vitezei motorului se realizează prin reducerea capacităţii acestuia. Acest algoritm este realizat în general printr-o comandă mecanohidraulică sub forma unui semnal de presiune realizat cu o supapă normal-deschisă a cărei prescriere este impusă prin-tr-o pedală.

Soluţiile moderne de reglare a capacităţii acestor motoare menţin servomecanismul mecanohidraulic cu reacţie de forţă, dar prescrierea capacităţii se face cu un electromagnet proporţional de forţă. Forţa maximă de comandă uzuală este de circa 80 N; aceasta poate fi realizată cu electromagneţii proporţionali utilizaţi în construcţia amplificatoarelor electrohidraulice lente. Cuplarea electromagnetului la servomecanism se face printr-o placă intermediară şi un plunjer intermediar. În absenţa comenzii electrice, capacitatea servomotorului se menţine la valoarea maximă, deci riscul de ambalare este minim. Această soluţie oferă avantajul utilizării unei maşini de serie mare cu modificări minime. Reglarea curenţilor absorbiţi de dispozitivele de comandă ale celor două maşini ale transmisiei necesită comanda simultană a servocontrolerelor corespunzătoare.

16

FORȚA DE COMANDĂ A SERVOPOMPELOR CU PISTOANE AXIALE

16.1. FORMULAREA PROBLEMEI

Structura şi performanţele dispozitivelor de comandă ale servopompelor cu pistoane axiale depind esenţial de forţa necesară pentru rotirea axei blocului cilindrilor faţă de axa arborelui cu unghiul α, în scopul reglării cursei pistoanelor.

Rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale întreprinse pentru determinarea acestor mărimi au fost publicate parţial, şi numai de firmele reputate, sub forma unor diagrame ce reprezintă sintetic variaţia forţei medii necesare reglării, F_b, în funcţie de presiunea de refulare medie şi de capacitatea maximă a maşinii. Un exemplu tipic în acest sens este prezentat în figura 16.1, care corespunde pompelor din familia A2V produse de firma HYDROMATIK din Germania.

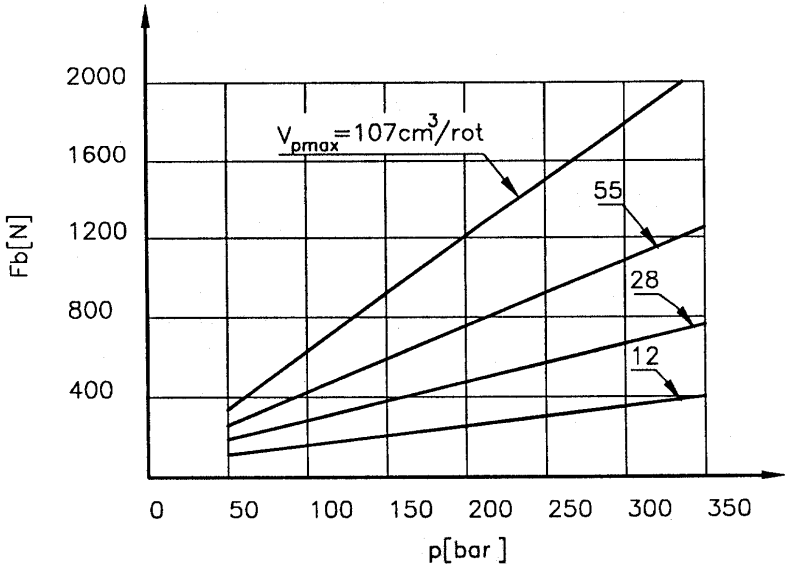


Fig. 16.1. Nomogramă de calcul a forţei de comandă pentru pompele A2V (HYDROMATIK).

Cercetările experimentale recente indică faptul că în regim de refulare cvasipermanent, forţa F_b are o componentă constantă şi una alternativă. Prima componentă, măsurabilă în condiţii statice, corespunde unei repartiţii *asimetrice* permanente a presiunii pe distribuitorul frontal, plan sau sferic, faţă de cel de al doilea plan caracteristic al maşinii, N, determinat de axa de basculare şi de axa blocului cilindrilor (fig. 4.30). Pentru o pompă dată, mărimea componentei

constante este proporţională cu presiunea medie de refulare a acesteia. Pentru o serie de pompe similare funcţionând la aceeaşi presiune, componenta constantă este proporţională cu volumul geometric maxim al acestora.

Componenta alternativă este determinată de variaţia periodică cu o unitate a numărului pistoanelor aflate în faza de refulare. Rezultanta forţelor de presiune care menţine blocul cilindrilor pe distribuitor este paralelă cu planul N. Trecând de o parte şi de alta a acestui plan, ea generează pe distribuitor o repartiţie asimetrică a presiunii, deci o forţă alternativă de mare frecvenţă, predictibilă în funcţie de numărul pistoanelor şi de turaţia pompei.

Componenta continuă tinde întotdeauna să reducă unghiul α, până la anularea debitului pompei. Componenta alternativă are două efecte contrare: excitând în forţă sistemul de reglare cu frecvenţă mare, reduce histerezisul caracteristicii statice; în acelaşi timp, microdeplasările periodice pe care le induce în mecanismul de reglare favorizează uzura prematură a acestuia.

Blocul cilindrilor este dezechilibrat lateral şi datorită variaţiei continue a momentului forţei centrifuge care acţionează asupra fiecărui piston, f_c , în raport cu centrul C al cepului de basculare (fig. 4.30), în cursul unui ciclu de aspiraţie şi refulare.

Momentele forţelor centrifuge care se exercită pe pistoanele şi bielele aflate în apropierea punctului mort exterior sunt mai mici decât cele corespunzătoare pistoanelor aflate în apropierea punctului mort interior. Astfel, la creşterea capacităţii pompei, forţa necesară pentru bascularea blocului cilindrilor trebuie în principiu să scadă. La capacitate constantă, efectul creşterii turaţiei pompei trebuie să fie similar.

Pentru a impune cu precizie debitul unei pompe cu pistoane axiale, este obligatorie introducerea unui servomecanism între elementul de comandă şi elementul de acţionare al carcasei blocului cilindrilor. În caz contrar, capacitatea pompei variază aleator în funcţie de presiunea de refulare medie a acesteia.

Acest capitol conţine o sinteză a rezultatelor cercetărilor întreprinse de autori asupra forţei de comandă a servopompelor cu pistoane axiale şi bloc înclinat. Rezultatele obţinute au constituit baza tuturor calculelor ulterioare specifice diferitelor tipuri de dispozitive de comandă ce pot echipa aceste pompe.

16.2. METODOLOGIA DE MĂSURARE A FORŢEI DE COMANDĂ A SERVOPOMPELOR CU PISTOANE AXIALE

16.2.1. Structura dispozitivului de măsurare a forţei de comandă

Standul pentru încercarea servopompelor a fost conceput şi realizat în cadrul Laboratorului de Acţionări şi Comenzi Hidraulice şi Pneumatice al Catedrei de Hidraulică şi Maşini Hidraulice din Universitatea "POLITEHNICA" Bucureşti, în colaborare cu Institutul de Maşini Unelte şi Agregate din Bucureşti. Schema de principiu a standului a fost prezentată în cadrul capitolului 10, paragraful 10.4

(fig. 10.11). Cercetările experimentale au fost întreprinse asupra unei pompe cu pistoane axiale cu bloc înclinat tip F 216 - K1 - 1200M produsă de Uzina Mecanică din Plopeni, instalată în standul prezentat mai sus. Pompa este adecvată funcţionării în circuit deschis şi este echipată cu un dispozitiv de reglare manual, cu tijă bilaterală.

În scopul măsurării forţei necesare pentru bascularea carcasei blocului cilindrilor, pompa a fost echipată cu un dispozitiv de acţionare manual cu roată (fig. 16.2), prevăzut cu un sistem de compensare automată a jocului axial. Dispozitivul acţionează tija de comandă printr-un traductor de forţă tensometric, TF 1000 ce nu introduce eforturi radiale în tijă. Traductorul a fost proiectat şi realizat în colaborare cu laboratorul de tensometrie al I.C.T.C.M. Bucureşti şi Uzina Mecanică din Plopeni. Poziţia tijei se măsoară cu un traductor de poziţie inductiv TIC 35.100, produs de I.A.U.C. Bucureşti.

Presiunea de refulare a pompei se măsoară cu un traductor de presiune TP 500, proiectat şi realizat în colaborare cu laboratorul de tensometrie al I.C.T.C.M. Bucureşti şi Uzina Mecanică din Plopeni. Turaţia pompei se măsoară cu un traductor digital proiectat şi realizat în colaborare cu Uzina Mecanică din Plopeni. Momentul pompei se măsoară cu un traductor inductiv TT 50, produs de firma VIBROMETER din Elveţia.

Ca amplificatoare de măsură au fost utilizate tensometre numerice tip N23/14.23 produse de I.E.M.I. Bucureşti.

Toate traductoarele au fost conectate la o interfaţă de achiziţie a datelor experimentale tip DAS 1601 produsă de firma KEITHLEY din S.U.A., instalată într-un microcalculator PC - DTK - DX 2/66 (S.U.A.).

Toate sistemele de măsură au fost etalonate în conformitate cu normele de metrologie legală, în Laboratorul de Acţionări şi Comenzi Hidraulice şi Pneumatice al Catedrei de Hidraulică şi Maşini Hidraulice din U.P.B. Dispozitivele necesare pentru etalonarea traductoarelor de poziţie şi moment au fost proiectate de autori şi au fost executate de Uzina Mecanică din Plopeni şi de Întreprinderea AEROTEH din Bucureşti.

16.2.2. Metodologia de achiziţie şi prelucrare a datelor experimentale cu interfaţa KEITHLEY-METRABYTE şi programul TestPoint for Windows

a) Caracteristicile interfeţei DAS 1601

DAS 1601 este o interfaţă performantă de achiziţie a semnalelor analogice şi numerice destinată microcalculatoarelor compatibile IBM, produsă de firma KEITHLEY din S.U.A. în anul 1994. Interfaţa poate fi configurată prin comutatoare pentru 16 canale de măsură simple sau pentru 8 canale diferenţiale.

Intrările analogice pot fi configurate prin comutatoare pentru semnale unipolare (0 - 10 V) sau bipolare (± 10 V). Factorul de amplificare al fiecărui canal analogic poate fi asignat individual la valorile 1, 10, 100 sau 500. Rata de eşantionare maximă este de 100 KHz la o rezoluţie de 12 biţi.

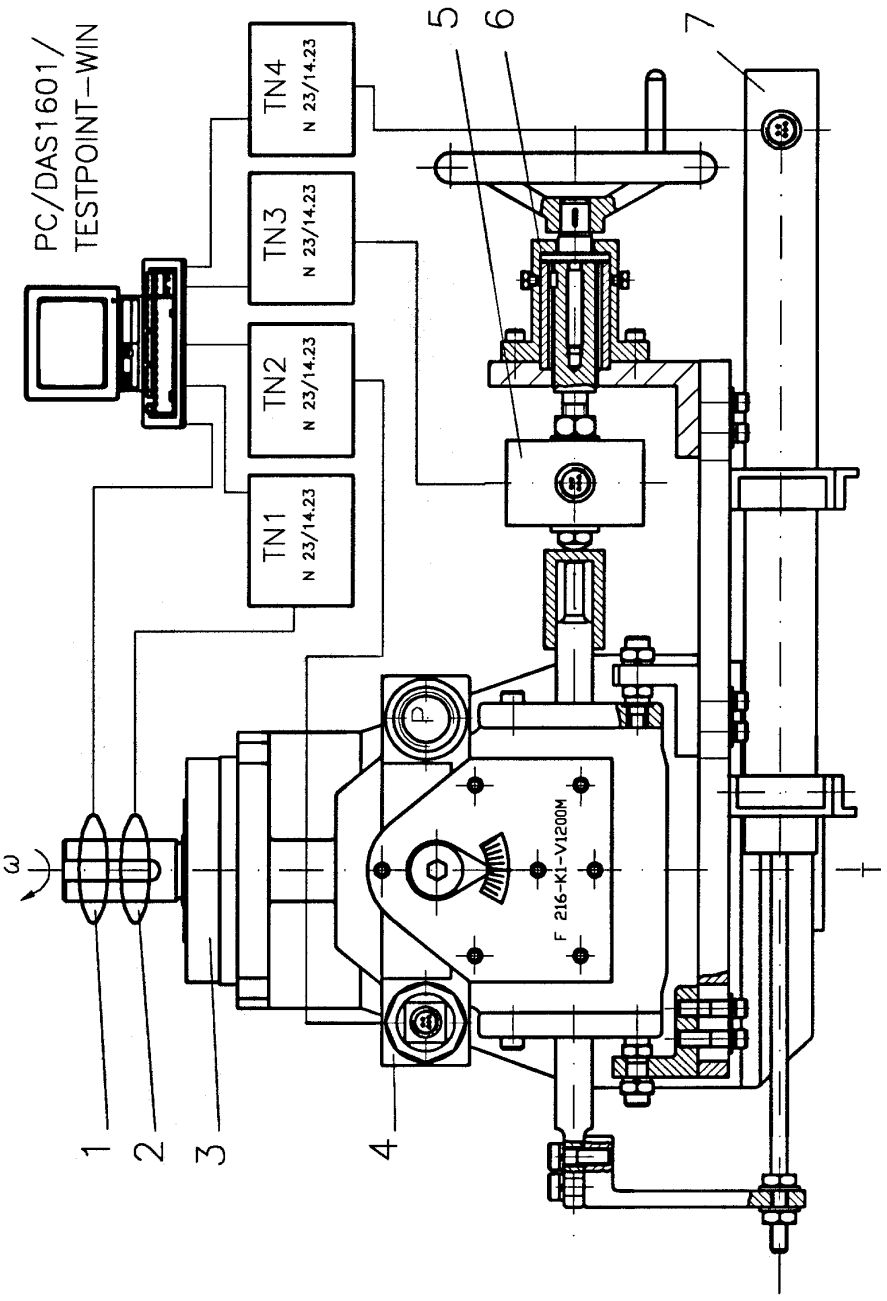


Fig. 16.2. Structura dispozitivului de măsurare a forței de comandă:
1 - traductor de turație digital; 2 - traductor de moment; 3 - pompă F216 - K1; 4 - traductor de presiune; 5 - traductor de forță; 6 - dispozitiv de comandă; 7 - traductor de poziție.

Conversia analog/digitală poate fi inițiată prin comenzi software, prin comenzi hardware specifice interfeței sau prin comenzi externe. Transferul de date

poate fi realizat printr-una din următoarele metode: prin programul de comandă, prin rutine de asistare a întreruperilor şi prin acces direct la memoria RAM a microcalculatorului (DMA). Transferul de date pe magistrala ISA se face pe 8 biţi.

Un numărător - cronometru cu 3 canale "programabil" asigură succesiunea operaţiilor de intrare analogice sau generarea unor impulsuri de comandă cu o frecvenţă cuprinsă între 1 impuls / oră şi 100 KHz. Acelaşi dispozitiv poate fi utilizat pentru a măsura frecvenţe, perioade sau durate de impulsuri.

Interfaţa este prevăzută cu 4 intrări digitale unidirecţionale şi 4 ieşiri digitale unidirecţionale, utilizabile pentru conducerea procesului de achiziţie, sau pentru conducerea unor sisteme automate. DAS 1601 este prevăzută cu două canale de conversie digital - analogă (DAC) pe 12 biţi. Ieşirile acestor canale pot fi configurate prin comutatoare între domeniile 0 - 5 V, 0 - 10 V, ± 5 V, ± 10 V. În plus, se poate utiliza o referinţă externă pentru a modifica aceste domenii, sau pentru a utiliza convertoarele ca atenuatoare.

Interfaţa DAS 1601 poate fi utilizată cu numeroase programe specializate. Dintre acestea, cel mai performant este TESTPOINT for WINDOWS.

Setul de programe de bază (ce însoţeşte placa) permite elaborarea aplicaţiilor cu programele Quick Basic, Professional Basic sau Visual Basic sub sistemul de operare DOS. De asemenea, este posibilă scrierea aplicaţiilor sub sistemele de operare MS-DOS şi WINDOWS cu programele MS C, C++, TurboPascal, MS Visual Basic for Windows, MS Quick C şi MS Visual C++.

b) Caracteristicile programului TESTPOINT

TESTPOINT este un software specializat pentru utilizarea optimă a interfeţelor de achiziţie a datelor experimentale, elaborat de firma Capital Equipement Corporation din S.U.A.

Programul este conceput sub mediul de operare MS Windows, fiind orientat pe obiecte pentru a utiliza integral facilităţile oferite de acesta. Ca urmare, programul permite schimbul dinamic de date (DDE) între *ferestrele de programare*, lucrând simultan cu alte programe scrise sub Windows: editoare de texte, procesoare de date bănci de date etc. Astfel, TESTPOINT serveşte ca o interfaţă ideală între diferitele aplicaţii concepute sub Windows şi programele moderne de achiziţie şi prelucrare a datelor experimentale.

Programul permite utilizatorului elaborarea unor secvenţe complexe de achiziţie, calcul şi prezentare a datelor experimentale, fără nici o pregătire prealabilă de programare. Pe de altă parte, el permite integrarea funcţiilor - program elaborate de utilizator în alte medii de programare. Secvenţele de program sunt stabilite prin selectarea şi deplasarea pictogramelor ataşate funcţiilor rezidente în bibliotecă într-un *panou* al utilizatorului. Se constituie apoi o *listă de acţiuni* ai cărei parametri sunt tipul şi numărul canalului de achiziţie, frecvenţa de achiziţie, numărul de eşantioane, modul de reprezentare grafică etc. Toate *obiectele* necesare în programul astfel constituit sunt amplasate secvenţial într-o *listă de obiecte*.

Biblioteca matematică a programului permite efectuarea unui mare număr de calcule ştiinţifice complexe, ca de ex. transformata Fourier directă şi inversă.

Informaţiile achiziţionate cu DAS 1601 sub TESTPOINT pot fi imediat prelucrate cu MS EXCEL, MS WORD, MS ACCESS etc. şi pot fi reprezentate grafic pe plotere sau imprimante.

16.3. REZULTATELE CERCETĂRILOR EXPERIMENTALE

Cercetările experimentale au fost orientate în următoarele direcţii:

- determinarea variaţiei în timp a forţei de comandă, la turaţie constantă şi unghi de basculare constant;
- determinarea influenţei presiunii, turaţiei şi unghiului de basculare asupra componentei medii a forţei de comandă.

În figura 16.3 se prezintă evoluţia forţei totale de comandă în funcţie de timp pentru pompa F216 - K1 - V1200M la turaţia n = 600 rot/min şi cursa tijei de reglare z = 10,45 mm, corespunzătoare unei capacităţi de circa 50% din capacitatea maximă (V_{max} = 31,1 cm^3/rot).

Presiunea medie de refulare a fost menţinută la o valoare constantă (50 bar) cu ajutorul unei supape pilotate de tip cartuş, produsă de concernul REXROTH pentru distribuitoarele baterie de mare capacitate. Frecvenţa proprie a supapei este de circa 175 Hz, excluzând pericolul unei rezonanţe.

Se constată că forţa de comandă are o componentă continuă şi una alternativă de formă practic sinusoidală. Perioada medie a sinusoidei este de circa 7 ms, corespunzând exact relaţiei teoretice, care include turaţia pompei şi numărul de pistoane al pompei. Ponderea amplitudinii sinusoidei faţă de componenta continuă este de circa 40%.

La creşterea presiunii medii de refulare a pompei (fig. 16.4, 16.5 şi 16.6), componenta continuă creşte proporţional cu presiunea iar amplitudinea relativă a componentei alternative se conservă la valoarea de mai sus.

În figura 16.7 se prezintă variaţia *forţei totale medii* de comandă în funcţie de *presiune*, la turaţie constantă (n = 1000 rot/min) şi cursă de comandă constantă (z = 10,15 mm). Se constată că dependenţa dintre cele două mărimi este practic liniară, fiind afectată de un histerezis mediu de circa 18 daN. Acesta corespunde frecărilor interne ale mecanismului de reglare şi pompei. Măsurătorile sistematice efectuate asupra forţei de comandă la presiune de refulare nulă indică o valoare de cca 9 daN în ambele sensuri de mişcare, la o viteză medie a tijei de circa 2 mm/s. În figura 16.8 se indică variaţia forţei de comandă totale medii calculată pe întreg ciclul de reglare. Forţa corespunzătoare presiunii de refulare variază practic liniar, constanta globală având valoarea

$$K_b = 4{,}3 \text{ N/bar} = 4{,}3 \cdot 10^{-5} m^2$$

Aceasta corespunde valorii unice indicate de producătorul pompei pentru presiunea nominală (320 bar), capacitatea maximă şi turaţia nominală (1450 rot/min).

Pentru o lungime a pârghiei de basculare, R_m = 49 mm, rezultă următoarea valoare a constantei momentului de basculare:

$$K_m = 2{,}1 \cdot 10^{-6}\ m^3.$$

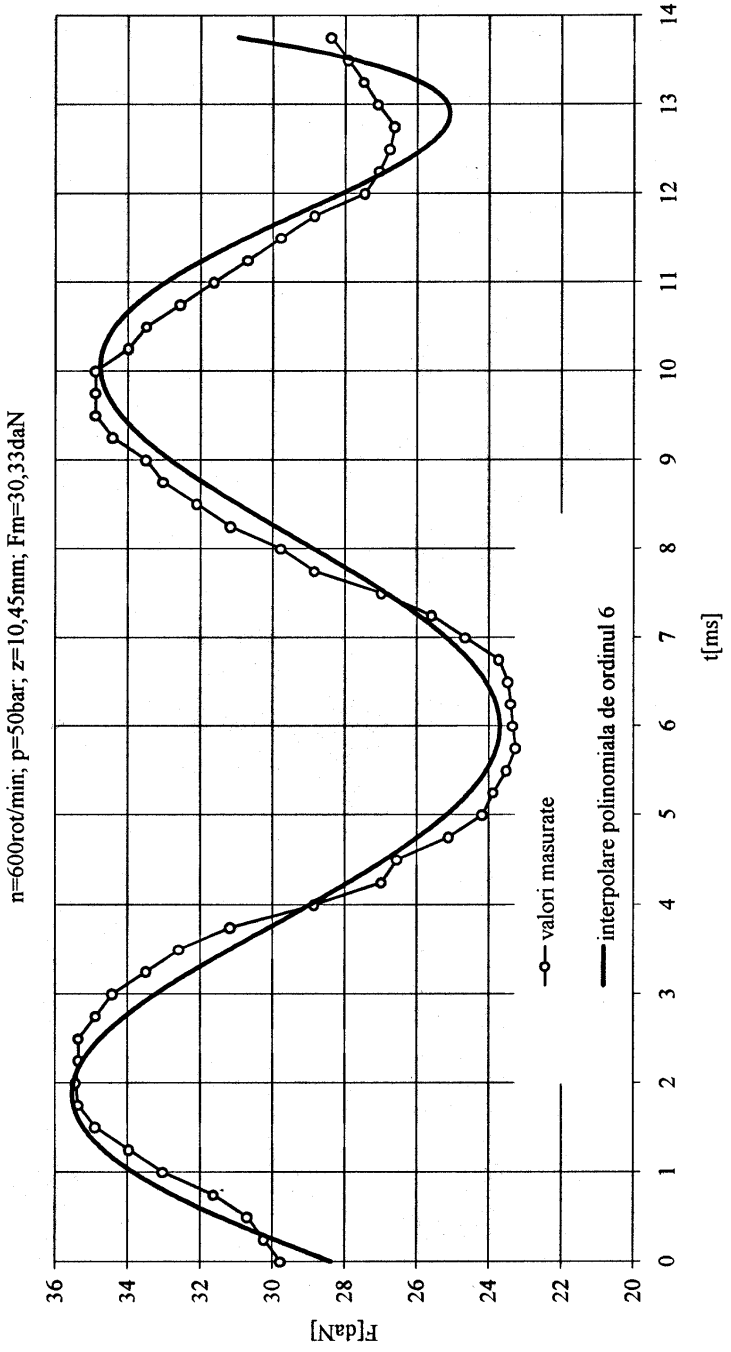


Fig. 16.3. Variația în timp a forței totale de comandă.

Variația forței totale medii în funcție de turație la presiune de refulare constantă (p = 100 bar) şi cursă de comandă constantă (z = 10,33 mm) este prezentată în figura 16.9. Se constată o creştere liniară a forței de comandă cu turația, care în domeniul de utilizare uzual (500 ... 1500 rot/min) atinge circa 15% din valoarea maximă.

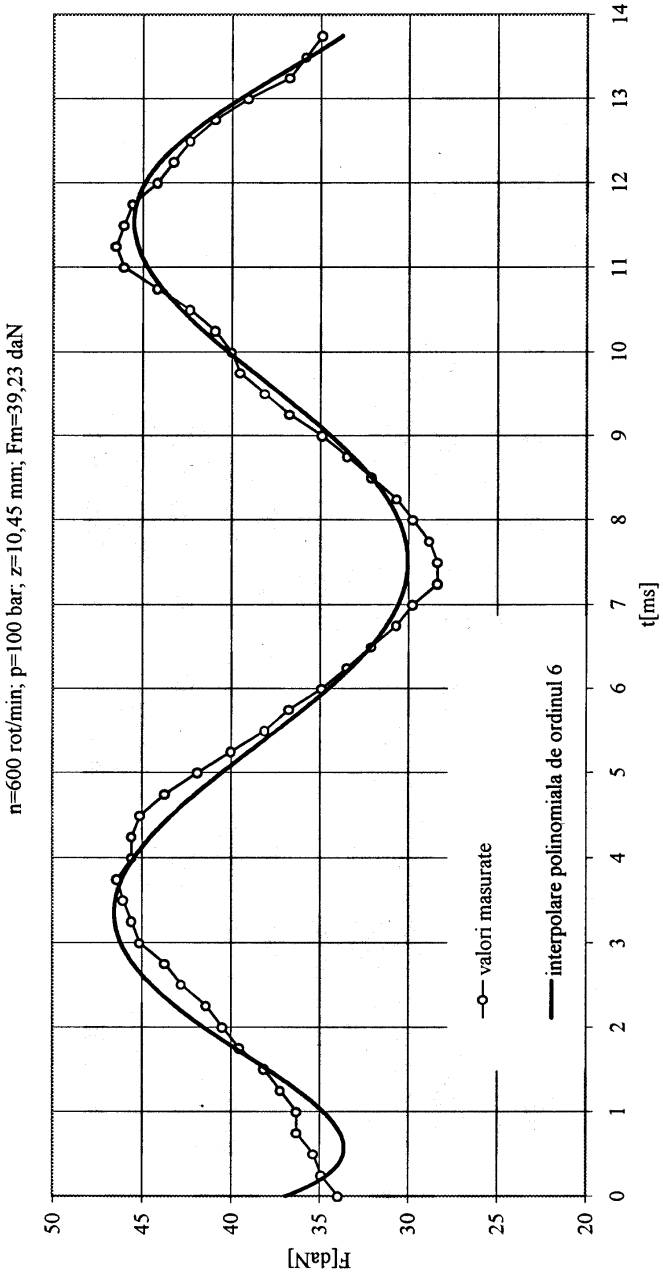


Fig. 16.4. Variația în timp a forței totale de comandă.

În domeniul capacităților mari, forța totală medie de comandă scade cu circa 14% față de valoarea maximă înregistrată la circa 30% din cursa de comandă maximă (fig. 16.10).

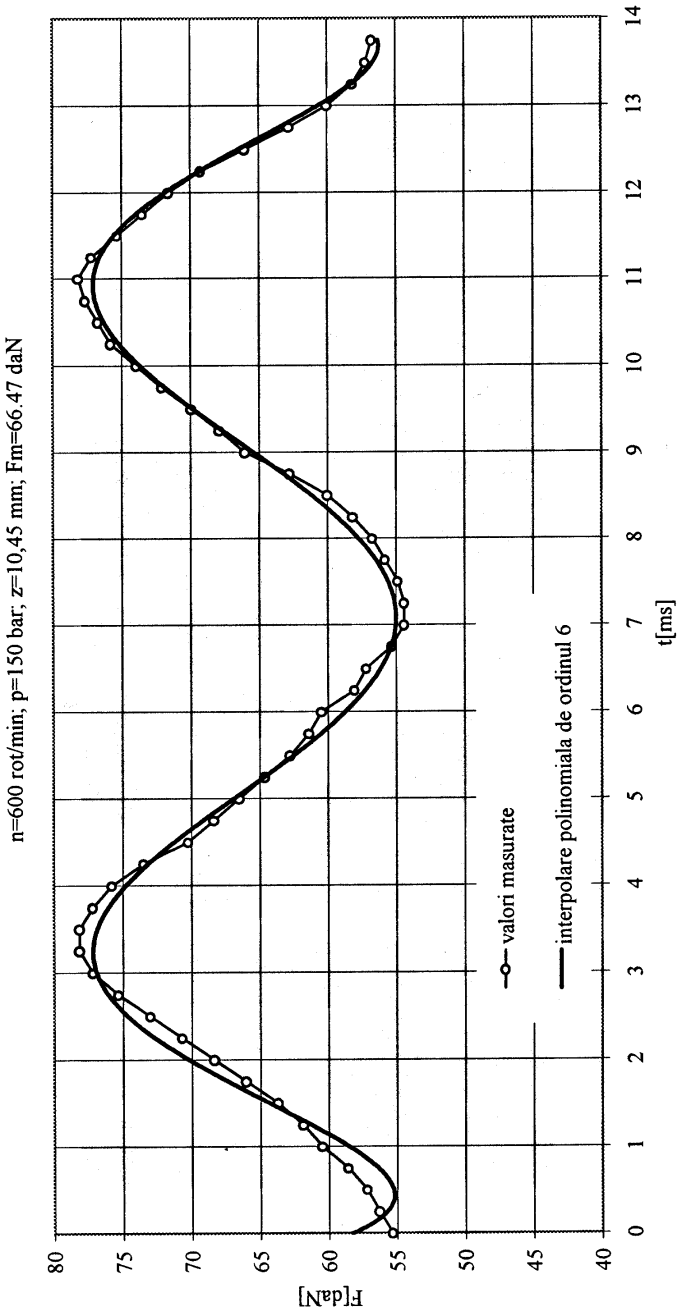


Fig. 16.5. Variația în timp a forței totale de comandă.

În ansamblu, se poate admite că forța de comandă medie este proporțională cu presiunea de refulare medie a pompei, influența turației şi capacității fiind nesemnificativă pentru calcule practice. Frecvența componentei alternative este mult mai mare decât frecvența proprie a dispozitivelor de reglare uzuale, deci poate fi neglijată.

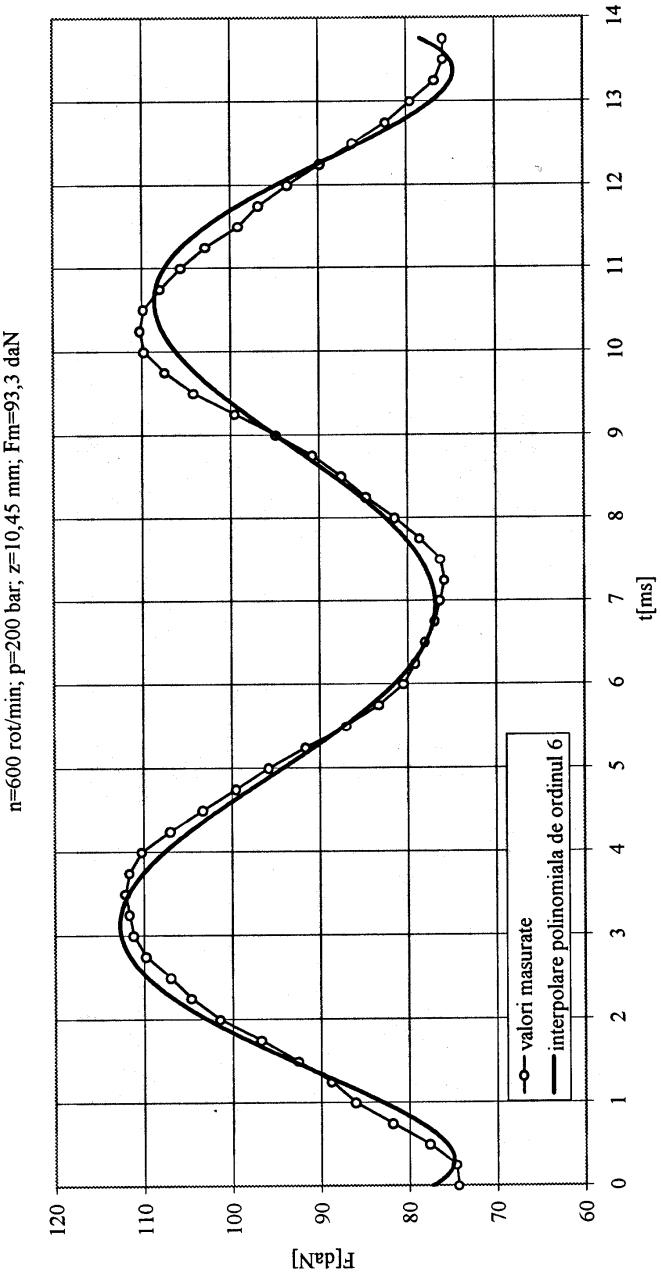


Fig. 16.6. Variația în timp a forței totale de comandă.

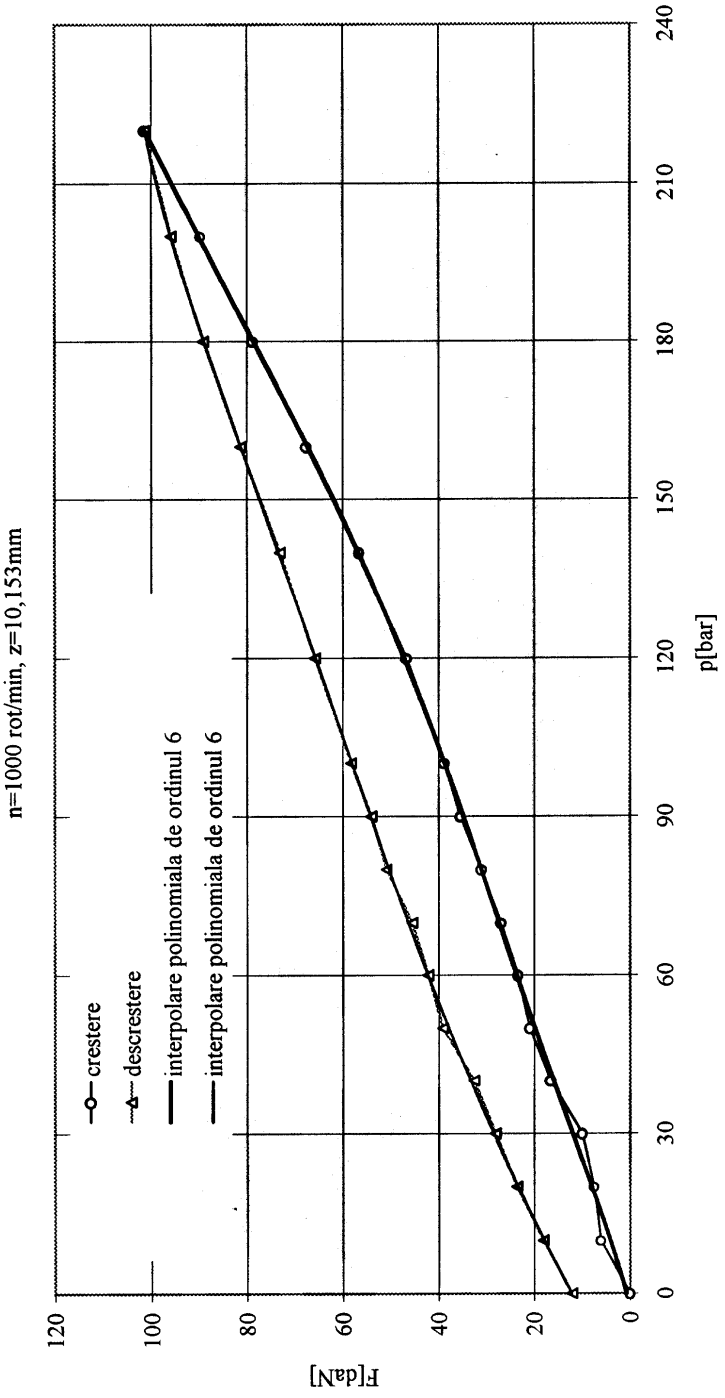


Fig. 16.7. Variația forței totale de comandă medie în funcție de presiune.

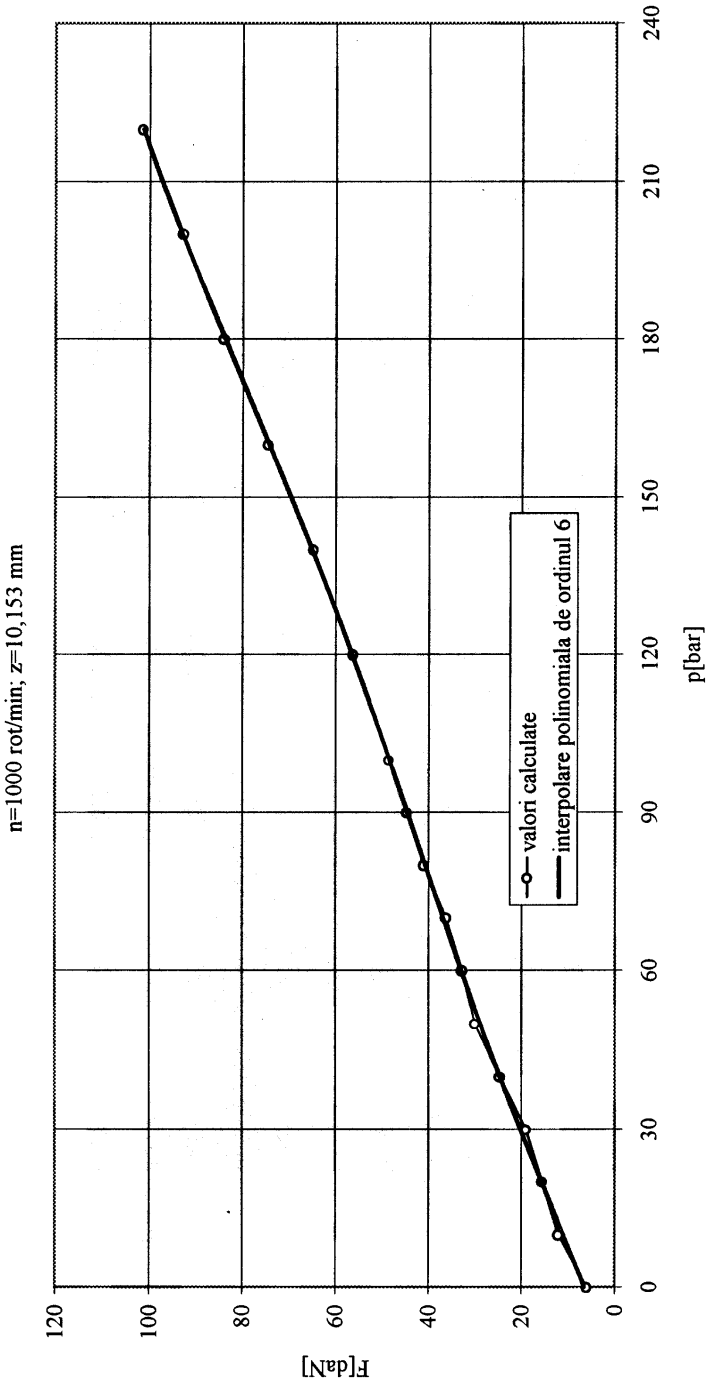


Fig. 16.8. Variația forței de comandă medie globală în funcție de presiune.

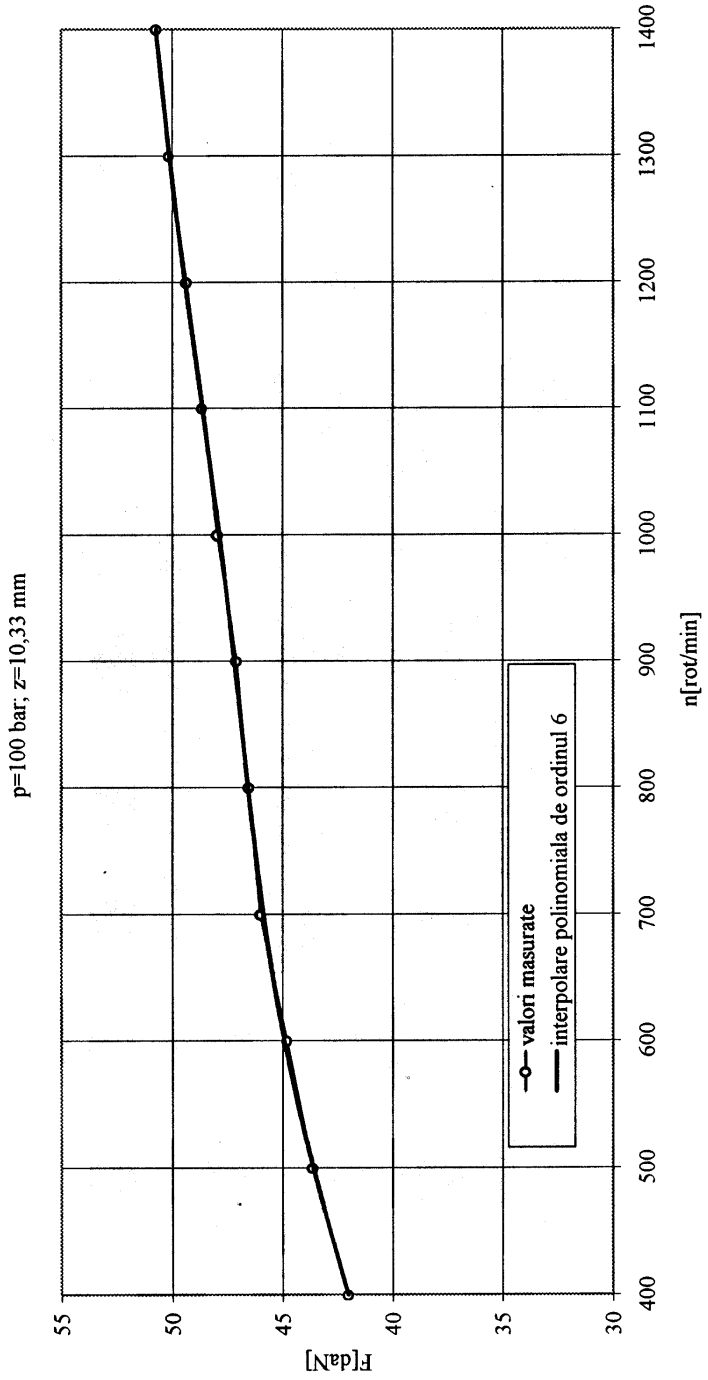


Fig. 16.9. Variația forței de comandă medie în funcție de turație.

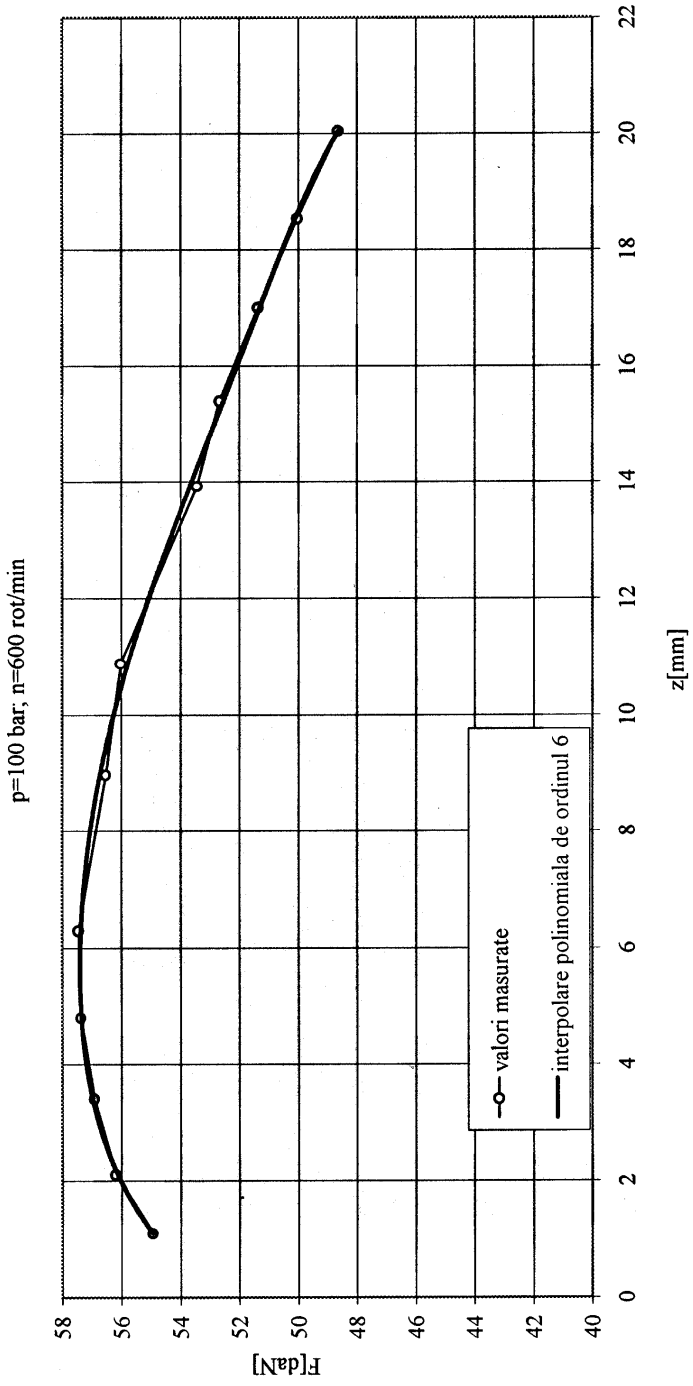


Fig. 16.10. Variația forței de comandă medie globală în funcție de cursa tijei de comandă.

17

DINAMICA SERVOPOMPELOR PROPORȚIONALE REALIZATE CU SUPAPE NORMAL-ÎNCHISE

17.1. SOLUȚII CONSTRUCTIVE MODERNE

Servopompele mecanohidraulice *proporționale* sunt realizate uzual cu supape de *reglare* a presiunii, droselele reglabile fiind rezervate aplicațiilor speciale. Datorită absenței legăturii de reacție globale, precizia statică a acestor servopompe este afectată esențial de variația forței de comandă în funcție de presiunea de refulare. Frecările necontrolabile din mecanismul de comandă şi neliniaritatea resoartelor de readucere a pistonului în poziția neutră, transformă caracteristica statică teoretică într-o bandă a cărei lățime *medie* corespunde valorii maxime a forței de comandă. Banda are un salt în origine, corespunzător presiunii minime ce poate fi asigurată de supapa de comandă.

Servopompele proporționale prevăzute cu pompe auxiliare destinate exclusiv comenzii sunt uzual comandate prin supape normal-închise. Acestea asigură o presiune minimă de comandă de circa 5 bar, ce trebuie compensată fie prin precomprimarea corespunzătoare a resoartelor montate în casete, fie prin şuntarea motorului hidraulic la presiuni de comandă mai mici de 5 bar prin intermediul unui distribuitor comandat hidraulic, cu revenire elastică la o presiune de comandă inferioară acestui prag. În cazul utilajelor mobile, acelaşi distribuitor permite remorcarea cu o forță acceptabilă prin limitarea presiunii de refulare a motorului aflat în regim de pompă.

Servopompele proporționale ce includ pompe auxiliare cu destinație multiplă sunt uzual comandate prin supape mecanohidraulice normal-deschise duble. Acestea oferă avantajul unei presiuni minime nule, astfel că pentru reglarea capacității este posibilă utilizarea unui cilindru hidraulic cu resoarte de centrare necasetate (fig. 17.1, 17.2). Soluția este mai simplă din punct de vedere constructiv, dar prezintă dezavantajul unui *nul incert.* Din punct de vedere constructiv, supapele normal-deschise sunt adaptate aplicațiilor concrete. Cea mai răspândită variantă, elaborată de concernul Rexroth, este rezervată utilajelor mobile (fig. 17.3).

17.2. MODELAREA MATEMATICĂ

În acest paragraf se prezintă modelul matematic al servopompelor mecanohidraulice cu pistoane axiale şi bloc înclinat, realizate cu supape normal-închise cu ventil conic. Schema hidraulică a sistemului analizat este indicată în figura 17.4.

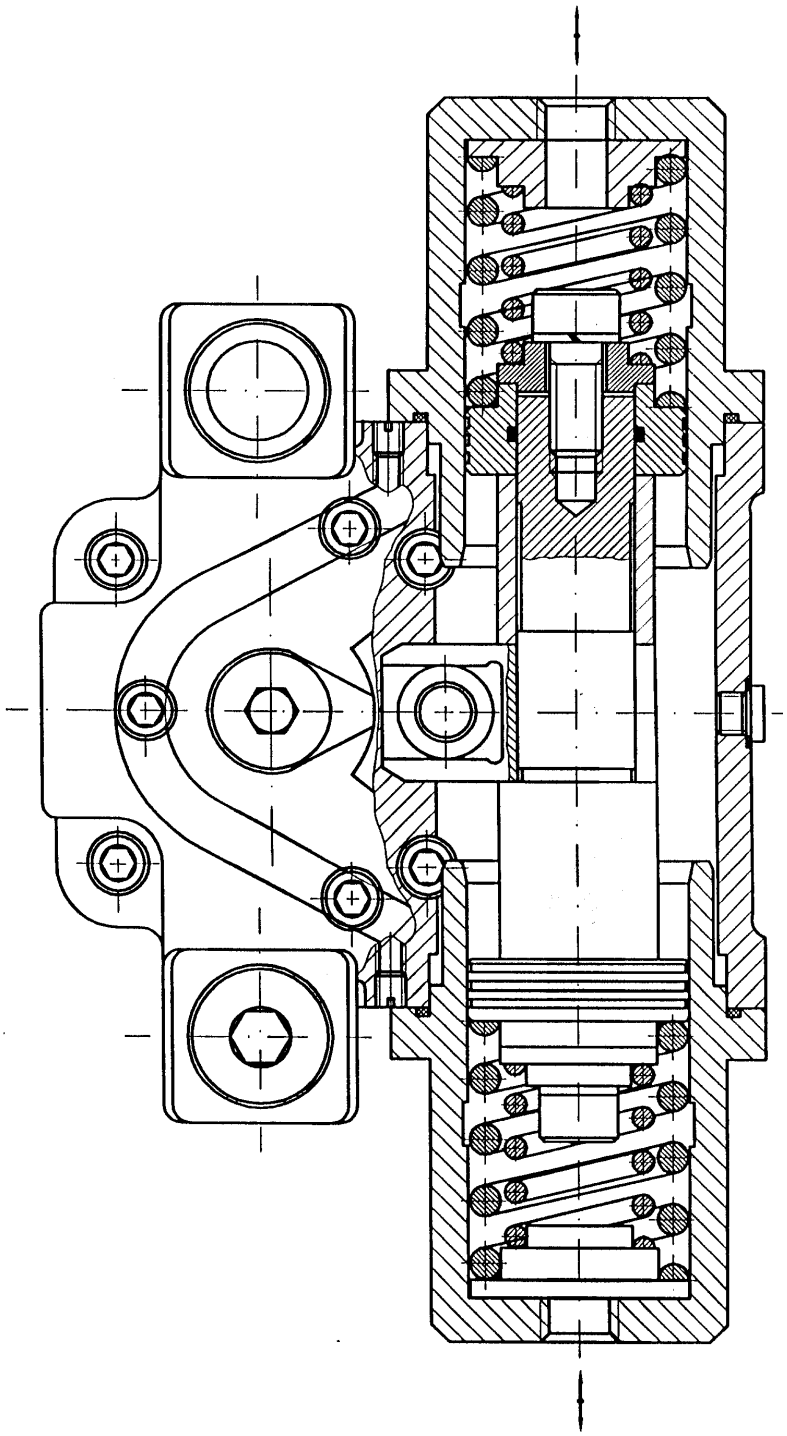


Fig. 17.1. Cilindru hidraulic cu dublu efect şi centrare elastică pentru servopompe de capacitate mică.

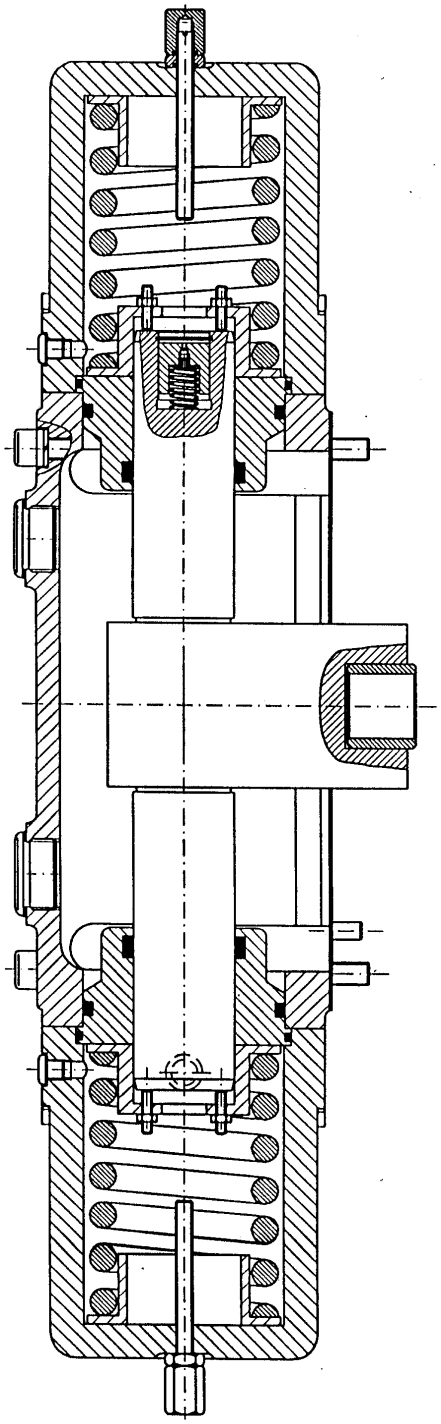


Fig. 17.2. Cilindru hidraulic cu dublu efect şi centrare elastică pentru servopompe de mare capacitate.

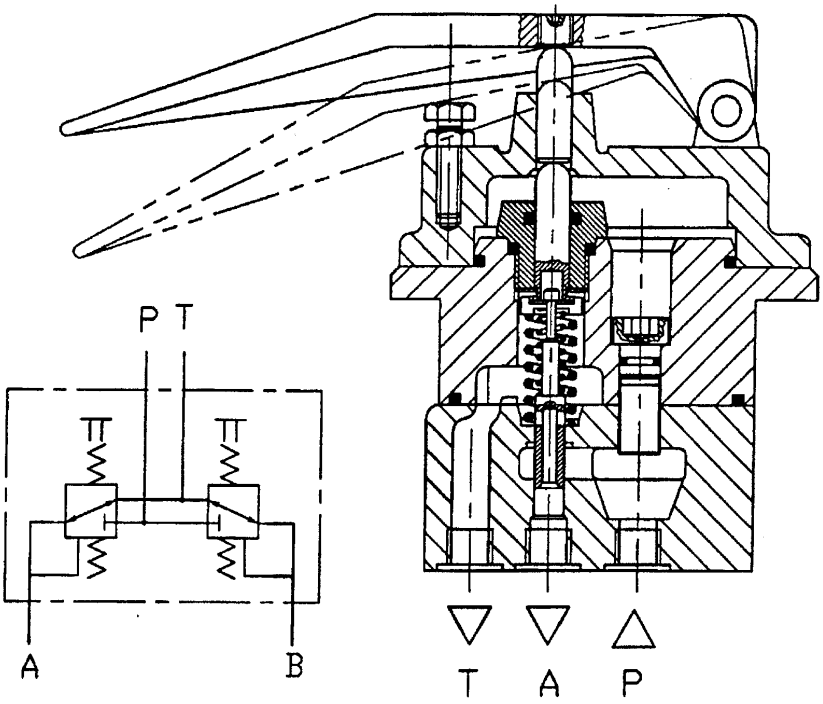


Fig. 17.3. Supapă mecanohidraulică normal-deschisă dublă.

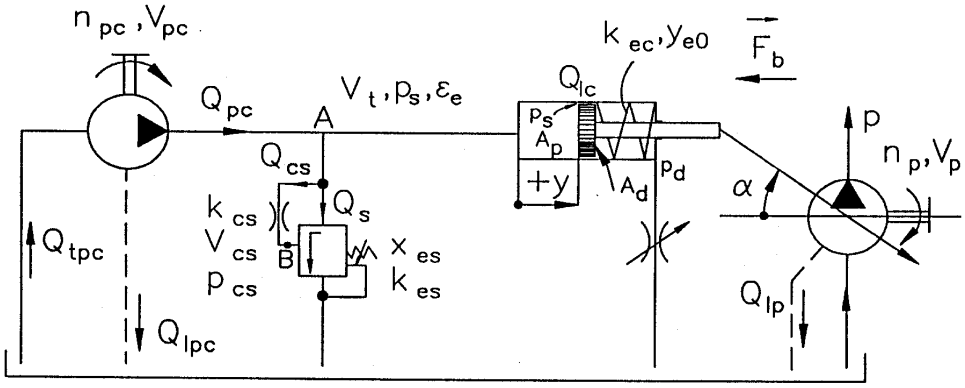


Fig. 17.4. Schema de principiu a unei servopompe mecanohidraulice.

Capacitatea servopompei V_p , este proporţională cu sinusul unghiului de basculare:

$$V_p = z\frac{\pi d^2}{4}2R\sin\alpha \qquad (17.1)$$

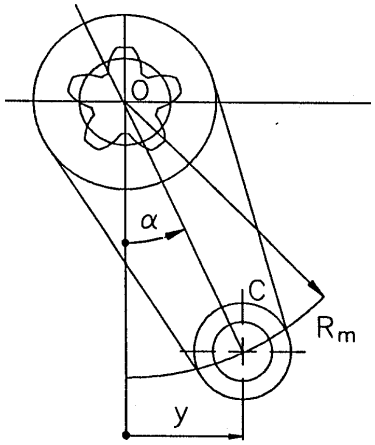


Fig. 17.5. Schemă de calcul pentru pârghia de basculare.

Aici, z este numărul pistoanelor pompei; d_p – diametrul pistoanelor; R – raza discului de antrenare a pistoanelor; α – unghiul dintre axa blocului cilindrilor şi axa arborelui.

Relaţia (17.1) poate fi scrisă sub forma:

$$V_p = K_p \sin\alpha \tag{17.2}$$

în care

$$K_p = z \cdot \frac{\pi d_p^{\,2}}{4} \cdot 2R \tag{17.3}$$

este "constanta capacităţii servopompei relativă la unghiul de basculare". Aceasta poate fi calculată şi cu relaţia

$$K_v = \frac{V_{p\max}}{\sin\alpha_{\max}} \tag{17.4}$$

în care intervin mărimile definitorii ale servopompei: capacitatea maximă, V_{pmax} şi unghiul maxim de basculare, α_{max}. Dacă cilindrul hidraulic acţionează carcasa basculantă prin intermediul unei pârghii de rază R_m (fig. 17.5),

$$\sin\alpha = \frac{y}{R_m} \tag{17.5}$$

deci

$$V_p = \frac{K_p}{R_m} \cdot y \tag{17.6}$$

sau

$$V_p = K_V \cdot y \tag{17.7}$$

Mărimea

$$K_V = \frac{V_{p\max}}{y_{\max}} \tag{17.8}$$

se numeşte "constanta capacității servopompei relativă la cursa cilindrului hidraulic de comandă".

Debitul teoretic mediu al servopompei este proporțional cu turația arborelui acesteia:

$$Q_{tp} = n_p \cdot V_p = n_p \cdot K_V \cdot y \tag{17.9}$$

Dacă servopompa este antrenată la turație constantă, debitul acesteia depinde numai de cursa cilindrului hidraulic:

$$Q_{tp} = K_Q \cdot y \tag{17.10}$$

iar servopompa este caracterizată global de o singură constantă, K_Q.

În regim staționar, dacă se neglijează frecările, cursa cilindrului poate fi determinată din ecuația de echilibru static a pistonului,

$$F_p = F_e + F_b \tag{17.11}$$

în care: F_p este forța de presiune pe piston; F_e - forța elastică; F_b - forța de basculare medie. Aceste forțe se calculează cu relațiile:

$$F_p = A_p \cdot p_s \tag{17.12}$$

$$F_e = K_{ec}\left(y + y_{0e}\right) \tag{17.13}$$

$$F_b = K_b \cdot p \tag{17.14}$$

în care: A_p este aria utilă a pistonului; K_{ec} - rigiditatea statică a resortului cilindrului hidraulic; y_{e0} - precomprimarea resortului cilindrului hidraulic; K_b - constanta forței de basculare medii. Din (17.11) rezultă

$$y\left(p_s, p\right) = \frac{1}{K_{ec}}\left(A_p \cdot p_s - K_b \cdot p\right) - y_{0e} \tag{17.15}$$

Debitul servopompei creşte cu presiunea de refulare a pompei de comandă şi scade cu presiunea de refulare proprie. Datorită acesteia, în coordonate (p_c, Q_{tp}) caracteristica statică este o bandă de înălțime

$$\Delta Q_{tp} = \frac{K_Q \cdot p_{max}}{K_{ec}} \cdot K_b \tag{17.16}$$

şi de lăţime

$$\Delta p_c = \frac{p_{max}}{A_c} \cdot K_b \tag{17.17}$$

Reducerea "alunecării" sub sarcină a servopompei necesită mărirea rigidităţii resortului cilindrului hidraulic, dar această opţiune conduce la scăderea pantei caracteristicii statice a servopompei, deci la creşterea presiunii de comandă pentru acelaşi debit. Efectul energetic este negativ, iar lichidul funcţional trebuie răcit mai intens.

Presiunea de refulare a pompei auxiliare rezultă din caracteristica statică a supapei (11.40). Debitul ce parcurge supapa rezultă din ecuaţia de continuitate în nodul A dintre pompa de comandă, supapă şi cilindrul hidraulic:

$$Q_{tp} - Q_{lp} - Q_s - Q_{lc} = 0 \tag{17.18}$$

în care Q_{lc} este debitul de scurgeri al cilindrului hidraulic.

Regimul tranzitoriu al sistemului este caracterizat prin două ecuaţii de mişcare şi o ecuaţie de continuitate. În ecuaţia de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic,

$$m_c \ddot{y} = F_p - F_b - F_{ep} - F_{ec0} - F_f - F_d \tag{17.19}$$

m_c reprezintă masa elementelor mobile ale mecanismului de reglare, redusă la tija pistonului cilindrului hidraulic,

$$F_{ep} = K_{ep} \cdot y \tag{17.20}$$

este forţa elastică corespunzătoare cursei pistonului,

$$F_{ep0} = K_{ep} \cdot y_{ep0} \tag{17.21}$$

reprezintă forţa elastică corespunzătoare precomprimării resortului; F_f este forţa de frecare totală a mecanismului de reglare, iar F_d este forţa de frânare a pistonului corespunzătoare droselului amplasat pe racordul de evacuare din camera pasivă a cilindrului hidraulic.

Mecanismele de reglare ale pompelor cu pistoane axiale moderne au fost îndelung studiate pentru reducerea frecărilor. Astfel, lagărele radiale ale carcasei basculante sunt prevăzute cu rulmenţi cu ace, iar lagărele axiale sunt teflonate. În acelaşi timp, elementele de etanşare sunt compuse din teflon şi elastomeri relativ duri, tinzând să elimine contactul dintre piesele metalice ale racordurilor orientabile aferente carcasei basculante. Teflonarea pistonului cilindrului hidraulic reduce în mare măsură frecarea dintre acesta şi cilindru. Cu toate aceste măsuri constructive, în cursul reglajului capacităţii servopompei forţa de frecare totală

trece întotdeauna prin primele trei zone ale curbei lui Stribeck. Cercetările experimentale întreprinse în prezenta lucrare au evidențiat diferențe relativ mici între frecarea statică, F_{fs} (de inițiere a mişcării) şi cea dinamică (de menținere a mişcării), F_{fd}. Frecarea vâscoasă este semnificativă numai la servopompele rapide, destinate transmisiilor hidrostatice performante ale autovehiculelor militare, aeronavelor etc.

În cursul acestei lucrări, pentru calculul funcției F_{fc} s-a utilizat relația empirică propusă de Bo şi Pavelescu,

$$F_f = F_{fd}\,\mathrm{sign}\dot{y} + \mathrm{sign}\dot{y}\cdot\left(F_{fs} - F_{fd}\right)\cdot e^{-\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}} + F_{fv}\cdot\dot{y} \tag{17.22}$$

Viteza caracteristică, $\dot{y}_s$ depinde de tipul lubrifiantului şi de sarcină. Dacă viteza de reglare a capacității servopompei este relativ mică, diferența dintre F_{fs} şi F_{fd} este nesemnificativă. Excitația în forță cu frecvență mare a mecanismului de reglare de către carcasa basculantă reduce diferența dintre cele două componente, astfel că în calculele practice termenul exponențial poate fi neglijat.

Timpul de răspuns al servopompei poate fi reglat cu ajutorul unui drosel amplasat fie pe traseul de admisie, fie pe traseul de evacuare din cilindrul hidraulic. Se consideră cazul practic uzual, în care pe racordul camerei pasive a cilindrului hidraulic se amplasează un drosel cu ventil conic având un unghi la vârf, γ, foarte mic ($\gamma \cong 5^0$).

Suprafața pasivă a pistonului, de arie A_d, generează debitul

$$Q_d = A_d\dot{y} \tag{17.23}$$

Dacă droselul are diametrul d_d şi deschiderea x_d, debitul ce îl parcurge în regim turbulent necesită o diferență de presiune,

$$p_d = \frac{\rho}{2}\cdot\frac{Q_d^2}{\left(\pi d_d\cdot x_d\cdot c_d\cdot\sin\gamma\right)^2} \tag{17.24}$$

proporțională cu pătratul vitezei pistonului:

$$p_d = K_d\cdot\dot{y}^2 \tag{17.25}$$

unde

$$K_d = \frac{\rho\cdot A_c^2}{2\left(\pi d_d\cdot x_d\cdot c_d\cdot\sin\gamma\right)^2} \tag{17.26}$$

Această relație este valabilă dacă se neglijează compresibilitatea lichidului din camera pasivă a cilindrului hidraulic.

Forța pasivă pe pistonul cilindrului hidraulic este

$$F_d = A_d\cdot p_d = A_d\cdot K_d\cdot\dot{y}^2 \tag{17.27}$$

Dacă cilindrul hidraulic este simetric (caz specific servopompelor proporţionale bidirecţionale), $A_d = A_p$ şi

$$F_d = A_p \cdot K_d \cdot \dot{y}^2 \tag{17.28}$$

Forţa de presiune rezultantă pe piston este

$$F_{pt} = F_p - F_d = A_p \cdot \left(p_s - K_d \dot{y}^2\right) \tag{17.29}$$

Ecuaţia de mişcare a pistonului devine

$$\ddot{y} = \frac{1}{m_c}\left(A_p p_s - K_b p - K_{ep} y - K_{ep} y_{e0} - F_{fd} \operatorname{sign}\dot{y} - F_{fv}\dot{y} - A_d K_d \dot{y}^2\right) \tag{17.30}$$

Ecuaţia de mişcare a ventilului supapei (11.65) poate fi scrisă sub forma

$$m_s \ddot{x}_s = A_{cs} p_{cs} - K_{hs} x_s p_s - K_{es} x_s - F_{es0} \tag{17.31}$$

în care F_{es0} reprezintă forţa de precomprimare a resortului supapei. Dacă se neglijează volumul camerei de comandă a supapei, ecuaţia de continuitate în nodul acesteia (11.66) devine:

$$p_{cs} = p_s - \frac{A_{cs}}{K_{cs}}\dot{x}_s \tag{17.32}$$

Din ecuaţia de continuitate corespunzătoare volumului de lichid cuprins între pompă, supapă şi cilindru,

$$Q_{tp} - Q_{lp} - Q_s - Q_{cs} - Q_c - Q_{lc} = \frac{V_t}{\varepsilon_e}\dot{p}_s \tag{17.33}$$

rezultă

$$\dot{p}_s = \frac{\varepsilon_e}{V_t}\left[K_Q y - K_{lp} p_s - K_s x_s \sqrt{p_s} - A_{cs}\dot{x}_s - A_p \dot{y} - K_{lc}\left(p_s - p_d\right)\right] \tag{17.34}$$

unde K_{lc} este coeficientul de scurgeri interne ale cilindrului hidraulic. Dacă pistonul este etanşat numai printr-un joc radial foarte mic, j_p , scurgerile se produc în regim laminar şi

$$K_{ec} \cong 2{,}5 \cdot \frac{\pi d_p j_p^3}{12\eta L_p} \tag{17.35}$$

unde d_p este diametrul pistonului, iar L_p - lăţimea sa *efectivă* (fără crestăturile de echilibrare a forţelor radiale).

Aplicația 17.1. Simularea numerică a comportării dinamice

Calculele numerice au fost efectuate pentru a determina evoluția parametrilor sistemului în cursul proceselor tranzitorii tipice. Rețeaua de simulare numerică elaborată cu programul SIMULINK - MATLAB este prezentată în figura A.17.1-1, iar rețelele corespunzătoare ecuațiilor celui mai simplu model matematic studiat sunt indicate în figurile A.17.1-2, A.17.1-3 şi A.17.1-4.

Fenomenele tranzitorii ce implică o supapă trebuie studiate pe două tipuri de intervale de timp. Creşterea bruscă a precomprimării resortului supapei generează mai întâi oscilații de mare frecvență ale presiunii în nodul dintre pompă, supapă şi cilindrul hidraulic (fig. A.17.1-5). Ventilul se aşază în câteva milisecunde pe scaun (fig. A.17.1-6) astfel că debitul pompei pătrunde în cilindru, provocând demarajul pistonului (fig. A.17.1-7) şi creşterea monotonă a presiunii, datorită

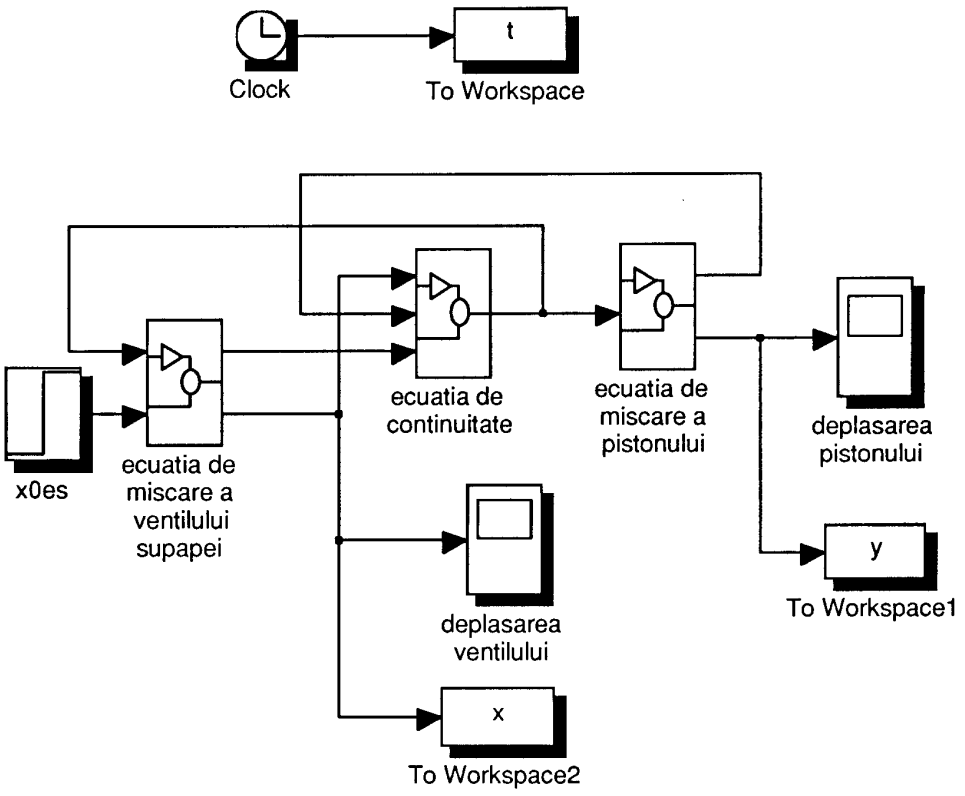


Fig. A.17.1-1. Rețeaua de simulare numerică generală a servopompelor mecanohidraulice proporționale.

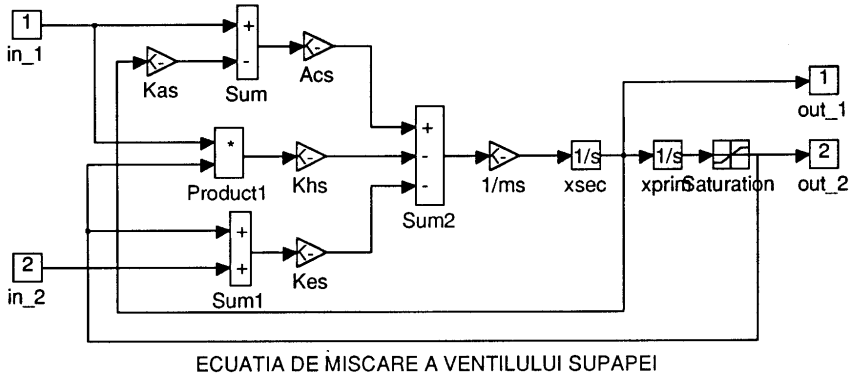


Fig. A.17.1-2. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuației de mișcare a ventilului supapei.

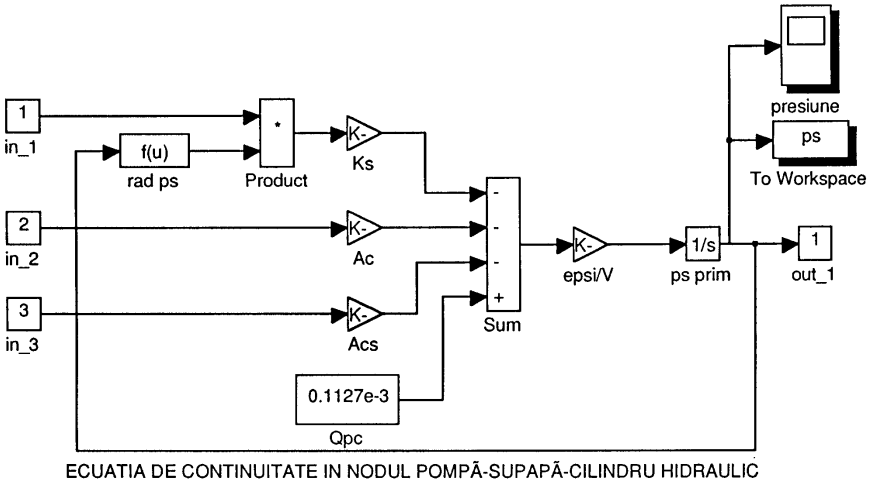


Fig. A.17.1-3. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuației de continuitate în nodul pompă - supapă - cilindru hidraulic.

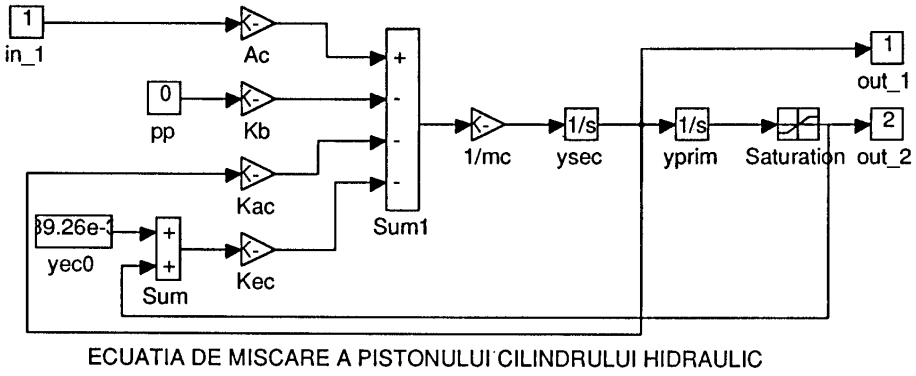


Fig. A.17.1-4. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuației de mișcare a pistonului cilindrului hidraulic.

comprimării suplimentare a resortului cilindrului hidraulic. La atingerea presiunii corespunzătoare noii precomprimări a resortului supapei, are loc un nou fenomen tranzitoriu rapid: redeschiderea supapei (fig. A.17.1-8). După amortizarea oscilațiilor specifice acestui proces (fig. A.17.1-9) presiunea în cilindru creşte mai lent, deoarece o parte din ce în ce mai mare din debitul pompei se întoarce la rezervor prin supapă.

La atingerea unghiului de basculare maxim, întreg debitul pompei este recirculat prin supapă, iar pistonul rămâne la cap de cursă.

Creşterea bruscă a presiunii de refulare a servopompei (principala perturbație a sistemului) generează fenomene similare. Creşterea forței de basculare produce revenirea parțială a pistonului cilindrului hidraulic, lichidul din acesta fiind evacuat prin supapă la rezervor. Acest proces tranzitoriu este relativ lent şi se soldează cu reducerea capacității pompei. În contextul servopompei, sistemul de comandă proporțională se comportă asemănător unui regulator de putere, deoarece presiunea de refulare a pompei şi debitul acesteia variază în sens contrar.

Alunecarea servopompei sub sarcină este suficient de rapidă pentru a evita calarea motorului de antrenare (fig. A.17.1-10, A.17.1-11).

Timpul de răspuns al servopompei variază în limite largi, corespunzător treptei de forță elastică aplicată resortului supapei (fig. A.17.1-12).

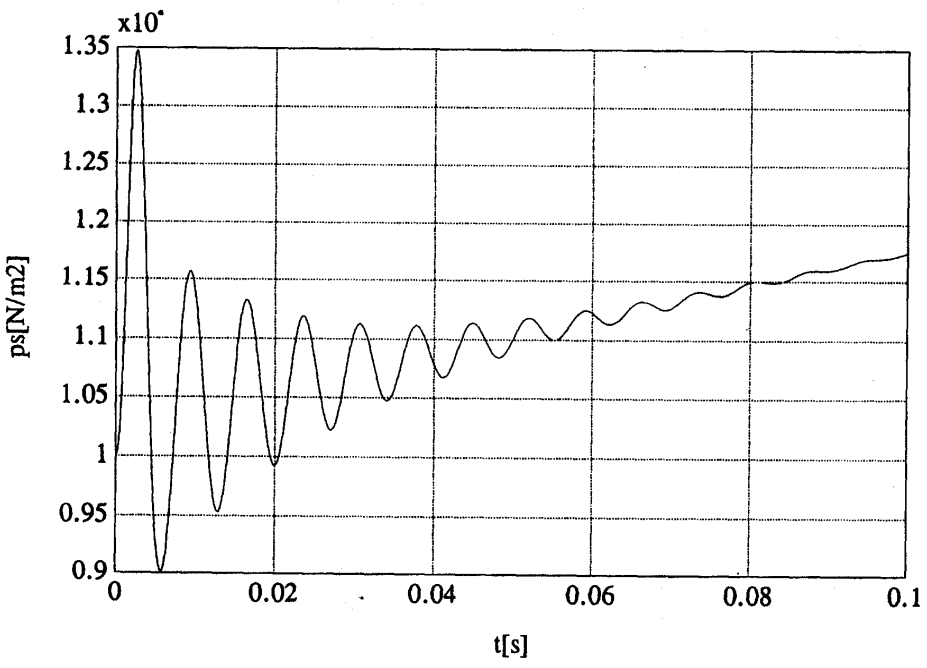


Fig. A.17.1-5. Variația presiunii în nodul pompă - supapă - cilindru hidraulic corespunzătoare unei trepte de forță elastică aplicată ventilului supapei.

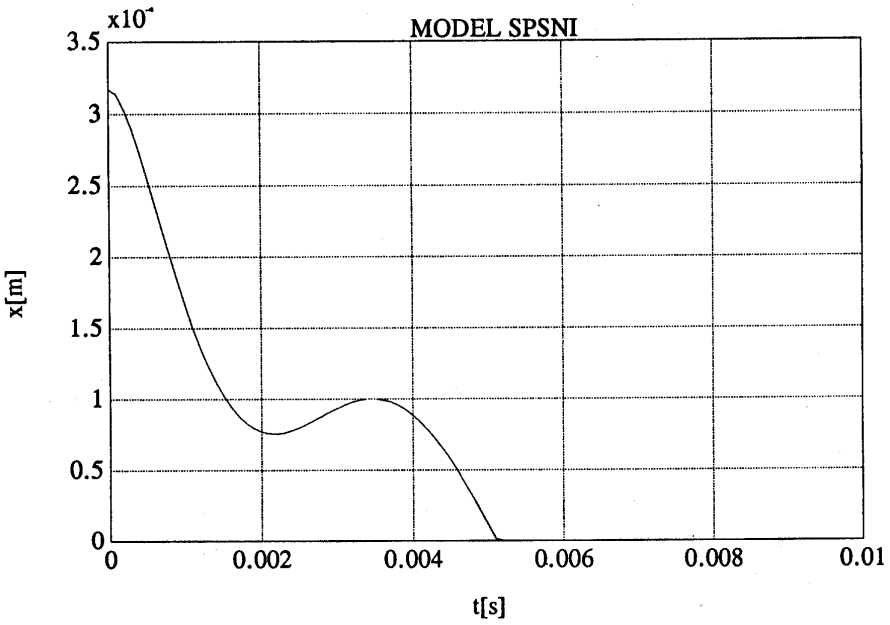


Fig. A.17.1-6. Variația deschiderii supapei corespunzătoare unei trepte de forță elastică aplicată ventilului supapei.

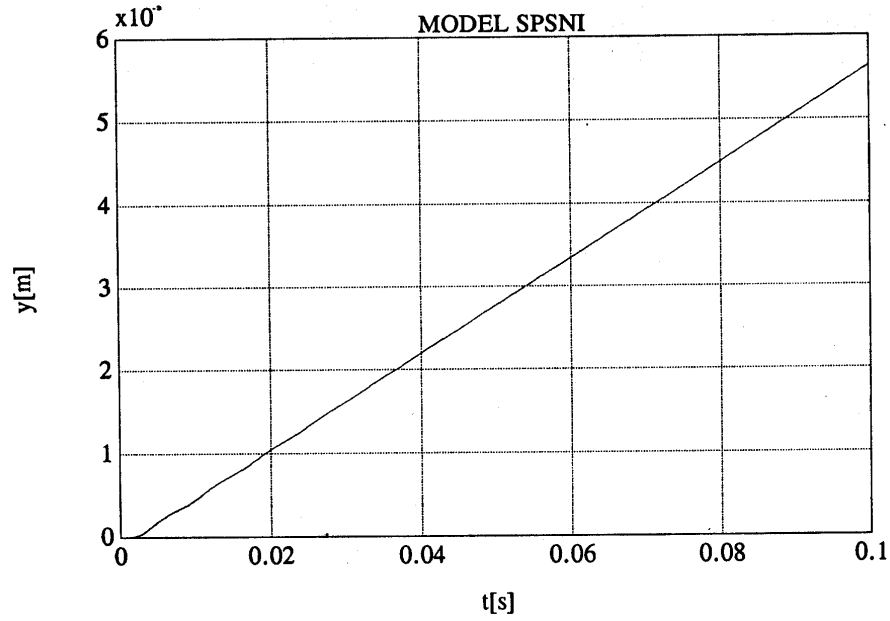


Fig. A.17.1-7. Variația cursei pistonului cilindrului hidraulic corespunzătoare unei trepte de forță elastică aplicată ventilului supapei.

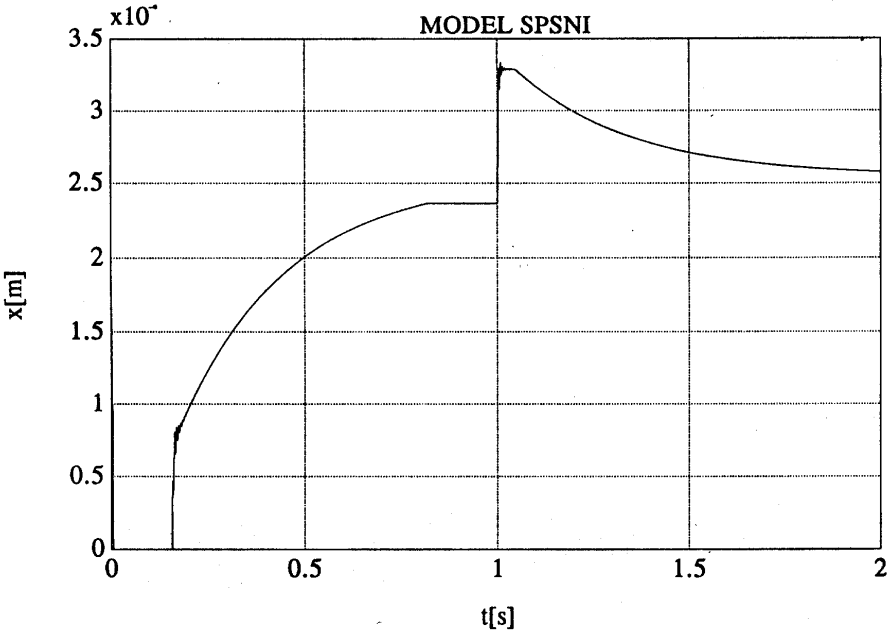


Fig. A.17.1-8. Variația deschiderii supapei corespunzătoare unei trepte de forță elastică aplicată ventilului supapei urmată de o creştere bruscă a presiunii de refulare a servopompei.

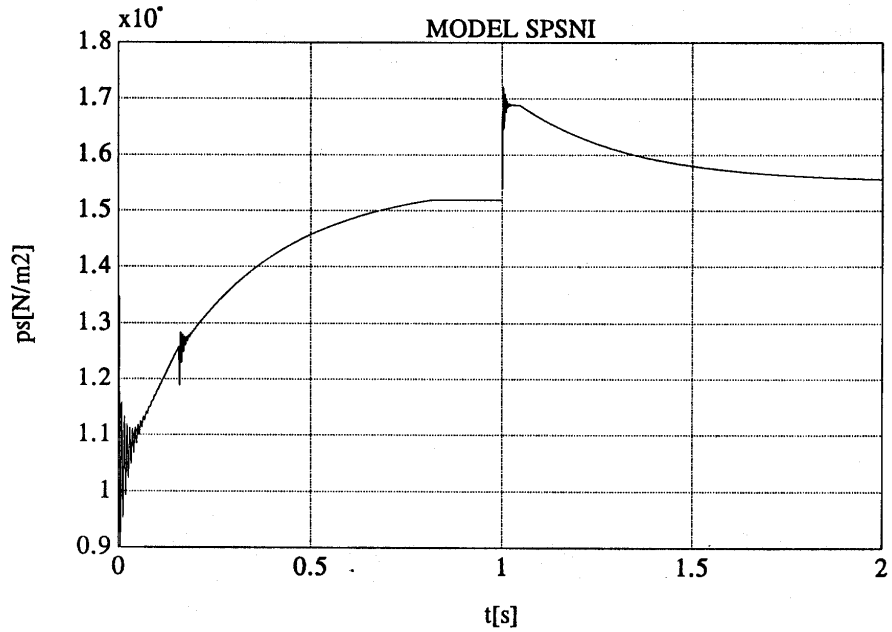


Fig. A.17.1-9. Variația presiunii în nodul pompă - supapă - cilindru hidraulic corespunzătoare unei trepte de forță elastică aplicată ventilului supapei urmată de o creştere bruscă a presiunii de refulare a servopompei.

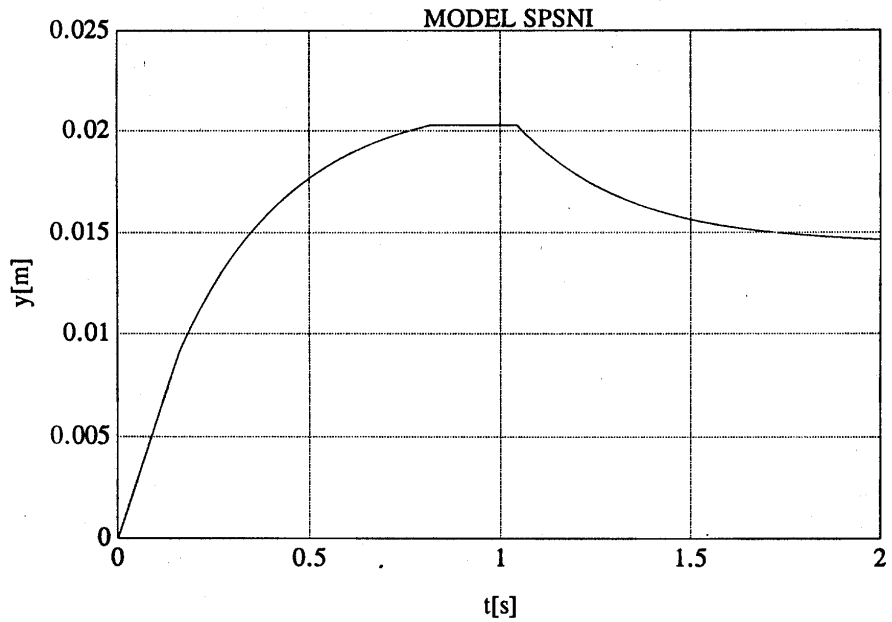


Fig. A.17.1.10. Variația cursei pistonului cilindrului hidraulic corespunzătoare unei trepte de forță elastică aplicată ventilului supapei urmată de o creștere bruscă a presiunii de refulare a servopompei.

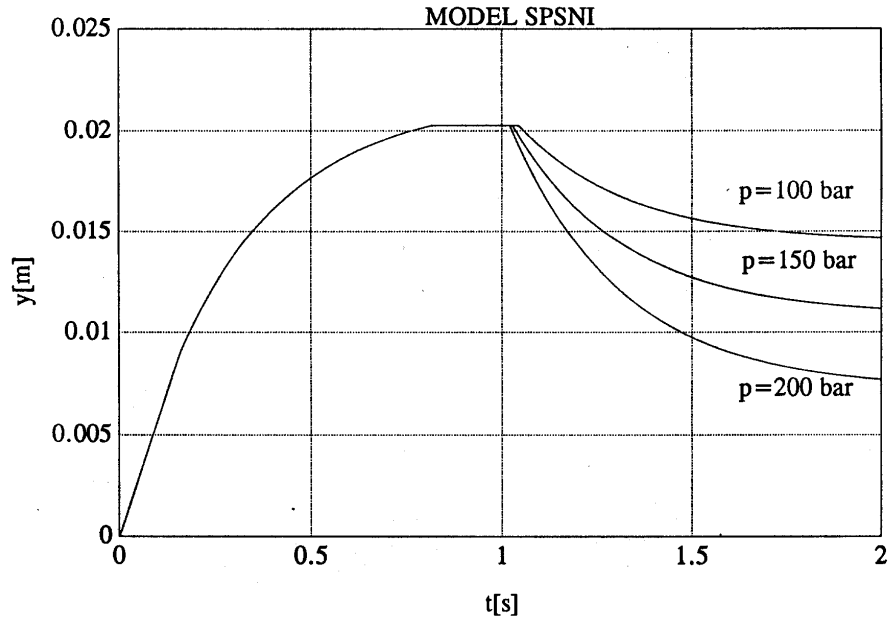


Fig. A.17.1-11. Influența presiunii de refulare a servopompei asupra cursei cilindrului hidraulic.

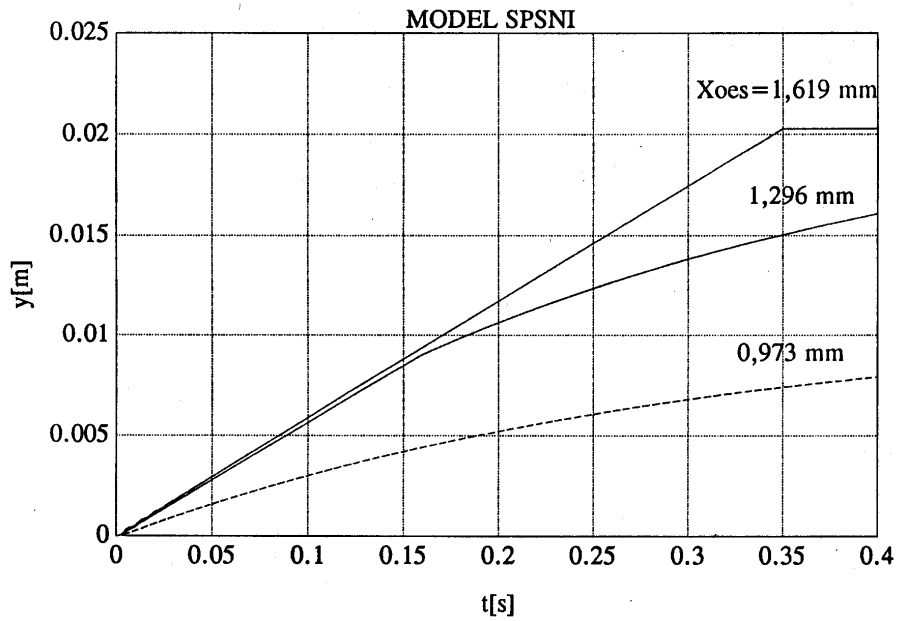


Fig. A.17.1-12 Influența precomprimării resortului supapei asupra variației în timp a cursei pistonului cilindrului hidraulic.

18

DINAMICA SERVOPOMPELOR MECANOHIDRAULICE CU REACȚIE MECANICĂ RIGIDĂ REALIZATE CU DISTRIBUITOARE CU TREI CĂI

18.1. FORMULAREA PROBLEMEI

Servopompele implicate în procesele de reglare rapide includ servomecanisme realizate cu distribuitoare cu patru căi. Acestea realizează reglarea simultană în sens contrar a presiunilor din camerele motoarelor hidraulice, în jurul valorii de regim staționar, asigurând astfel cea mai mare viteză de răspuns posibilă. În acelaşi timp, tehnologia de execuție a distribuitoarelor cu patru muchii active este relativ complexă, astfel că servopompele mecanohidraulice industriale utilizează distribuitoarele cu trei căi. Acestea reglează presiunea într-o singură cameră a motorului hidraulic în jurul valorii de echilibru, astfel că timpul de răspuns este teoretic *de două ori mai mare* decât în cazul anterior.

Dacă pârghia de comandă are o mişcare de translație, aceasta comandă direct un sertar cilindric circular cu doi sau trei umeri drepți. Dacă bucşa de distribuție este solidară cu pistonul, reacția de poziție se realizează *implicit*. Acesta este cazul cel mai răspândit în practică, atât la servopompele cu bloc înclinat cât şi la cele cu disc înclinat moderne. Dacă mişcarea pârghiei de comandă a servopompei este oscilantă, se preferă distribuitoarele de urmărire rotative cu reacție *explicită*, realizate prin rotirea bucşei de distribuție de către organul poziționat.

În acest capitol se studiază comportarea dinamică a servopompelor cu bloc înclinat comandate prin servomecanisme cu reacție rigidă implicită, realizate cu sertare cilindrice circulare amplasate în pistoane (fig. 18.1).

Conexiunile caracteristice ale acestora sunt prezentate în figura 18.2. Pentru mărirea stabilității se utilizează un drosel amplasat între sursa de alimentare la presiune constantă şi racordul de intrare în servomecanism. O altă măsură de mărire a stabilității este teşirea muchiilor de distribuție cu unghiul β.

18.2. MODELAREA MATEMATICĂ

Datorită reacției implicite, ecuația comparatorului de eroare capătă forma simplă

$$x = y - z \tag{18.1}$$

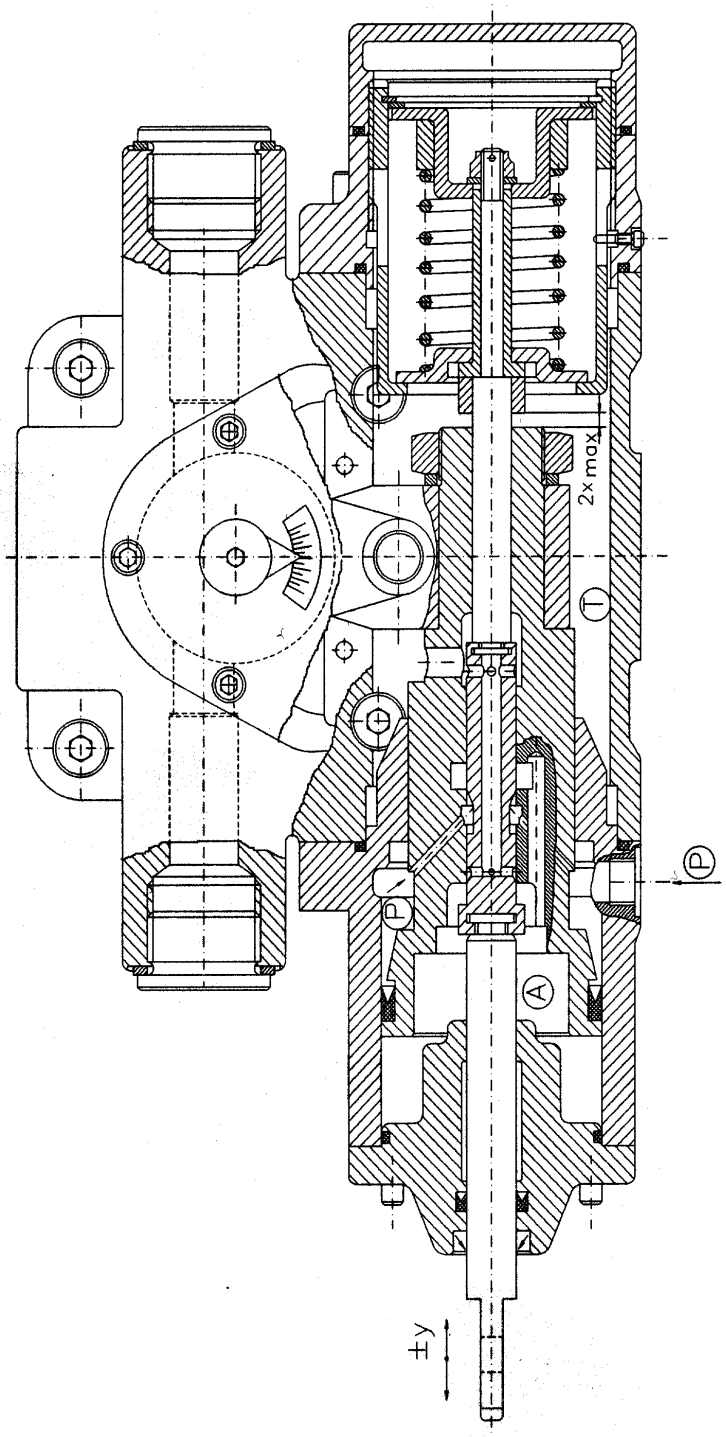


Fig. 18.1. Servomecanism mecanohidraulic pentru servopompe cu pistoane axiale cu bloc înclinat.

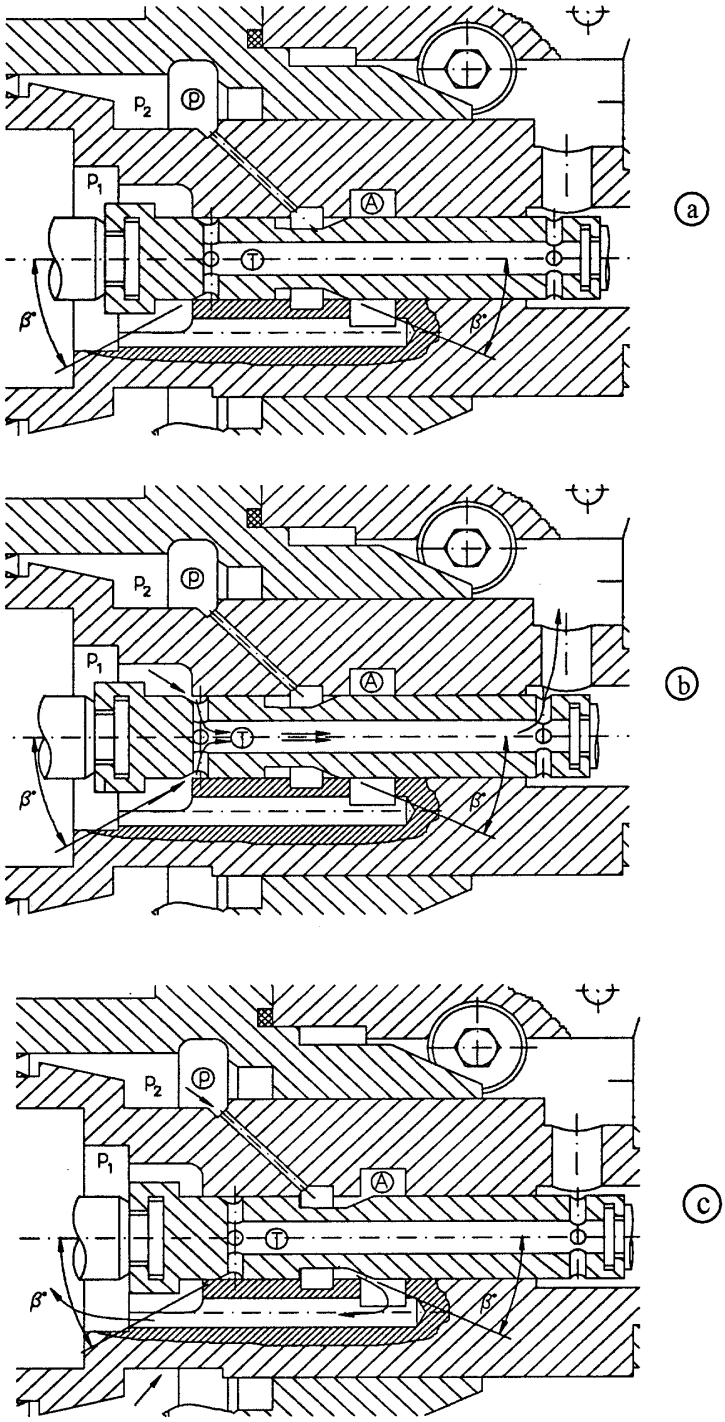


Fig. 18.2. Conexiunile caracteristice ale distribuitorului servomecanismului:
a) P, T şi A închise; b) A→B şi P închis; c) P→A şi T închis.

Ecuația de mişcare evidențiază faptul că presiunile din ambele camere variază în jurul valorilor de echilibru:

$$m\ddot{z} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_b - F_f \tag{18.2}$$

Aici, m este masa părții mobile a mecanismului de reglare, redusă la pistonul servomecanismului; p_1 - presiunea din camera de arie mare, A_1, numită *activă*; p_2 - presiunea din camera de arie mică, A_1 , numită *pasivă*.

Pentru $x > 0$, ecuațiile de continuitate corespunzătoare celor două camere ale cilindrului hidraulic sunt:

$$Q_1^+ = A_1 \dot{z} + K_{l1} p_1 + \frac{V_1}{\varepsilon} \dot{p}_1 - K_{l21}(p_2 - p_1) \tag{18.3}$$

$$Q_d = Q_1^+ + K_{l2} p_2 - A_2 \dot{z} + K_{l21}(p_2 - p_1) + \frac{V_2}{\varepsilon} \dot{p}_2 \tag{18.4}$$

Debitul care intră în camera de arie mare, Q_1^+, este:

$$Q_1^+ = \pi d_s \cdot c_{ds} \cdot |x| \cdot \sin\beta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_1)} \tag{18.5}$$

Sursa furnizează servomecanismului debitul

$$Q_d = c_{dd} A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_2)} \tag{18.6}$$

unde A_d este aria droselului de stabilizare, iar c_{dd} - coeficientul său de debit.

Pentru $x < 0$, ecuațiile de continuitate devin

$$-A_1 \dot{z} + K_{l21}(p_2 - p_1) - Q_1^- = K_{l1} p_1 + \frac{V_1}{\varepsilon} \dot{p}_1 \tag{18.7}$$

$$Q_d = -A_2 \dot{z} + K_{l2} p_2 + K_{l21}(p_2 - p_1) + \frac{V_2}{\varepsilon} \dot{p}_2 \tag{18.8}$$

unde

$$Q_1^- = \pi d_s \cdot c_{ds} \cdot |x| \cdot \sin\beta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_T)} \tag{18.9}$$

Mărimea de intrare a sistemului de reglare automată este poziția pârghiei de comandă, y(t), iar mărimea perturbatoare este presiunea de refulare a servo-pompei, prin intermediul forței de basculare, F_b.

Aplicaţia 18.1. Simularea numerică a comportării dinamice a servopompelor mecanohidraulice cu reacţie mecanică rigidă realizate cu distribuitoare cu trei căi

Obiectivele experimentelor de simulare numerică au fost:

a) determinarea evoluţiei mărimilor caracteristice servopompei în cursul unei comenzi tipice, introdusă sub forma unei trepte de poziţie aplicate pârghiei de comandă;

b) determinarea răspunsului servopompei la o perturbaţie de tip treaptă, corespunzătoare variaţiei bruşte a forţei de basculare, generată de creşterea bruscă a presiunii de refulare.

În figurile A.18.1-1 ... A.18.1-5 se prezintă variaţia următoarelor mărimi caracteristice ale servopompei: poziţia pistonului, deschiderea distribuitorului, debitul absorbit de servomecanism prin droselul de amortizare, presiunea în camera activă şi presiunea în camera pasivă a servomecanismului.

Se constată că răspunsul servomecanismului la un semnal treaptă de amplitudine relativ mare (1 mm), comparabilă cu valoarea maximă admisibilă din punct de vedere constructiv (2 mm), este foarte *prompt* şi are caracter *aperiodic*. Constanta de timp are o valoare extrem de redusă (0,007 s), corespunzătoare utilizării servopompei în procese de reglare rapide. O aplicaţie tipică în acest sens este reglarea presiunii şi puterii transmisiei.

Se constată că efectul *reacţiei tranzitorii* introduse prin droselul înseriat cu servopompa este foarte eficient în faza iniţială a anulării erorii, provocând o scădere rapidă a presiunii în camera pasivă a servomecanismului, şi implicit a debitului necesar realizării comenzii. Scăderea presiunii în camera pasivă poate genera chiar *intrarea în cavitaţie* a servomecanismului în cursul aplicării unui semnal de tip rampă cu pantă mare. Astfel, este necesară limitarea inferioară a diametrului droselului de amortizare.

În figura A.18.1-6 se prezintă răspunsul servopompei la un semnal compus, format dintr-o treaptă de mică amplitudine (0,1 mm) aplicată la intrare, şi o creştere bruscă a forţei rezistente a servomecanismului, corespunzătoare unei creşteri majore a presiunii de refulare a servopompei (300 bar). Se constată că la semnale mici, servomecanismul se comportă ca un element de întârziere de ordinul al treilea, deoarece amortizarea asigurată de panta caracteristicii distribuitorului este relativ mică iar scurgerile considerate în calcule au fost evaluate pentru o execuţie de calitate.

Alunecarea sub sarcină a servomecanismului studiat este foarte mică (0,013 mm), indicând o rigiditate globală mare a servopompei. Rejectarea perturbaţiei maxime posibile în cazul practic analizat se face în circa 0,015 s, demonstrând posibilitatea utilizării servopompei pentru menţinerea automată a *presiunii* de refulare la o valoare constantă, impusă pe cale electrică sau mecanică. În acelaşi timp, este posibilă utilizarea servopompei pentru menţinerea automată a *puterii* consumate de transmisie de la motorul de antrenare la valoare constantă, cu

un timp de răspuns foarte mic, ce permite o supradimensionare redusă a acestuia pentru a evita calarea la sarcini bruşte.

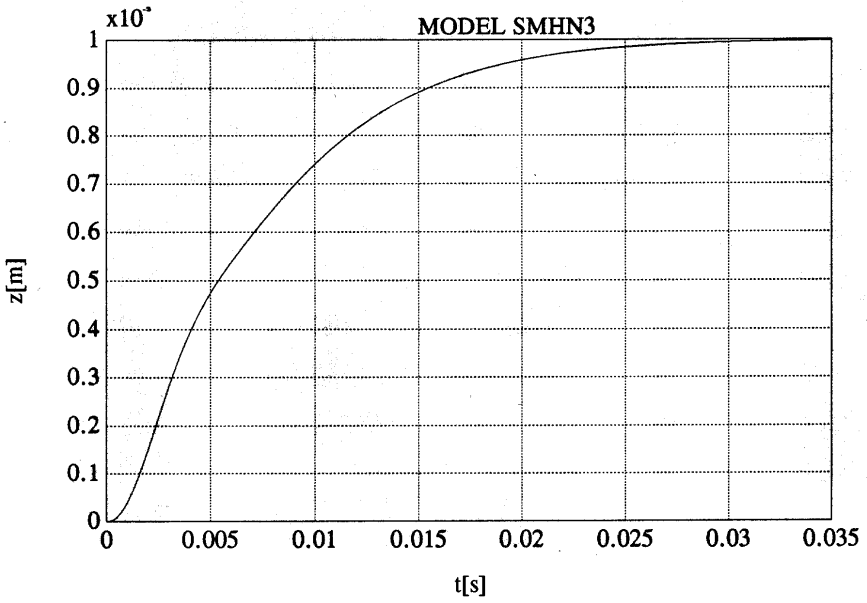


Fig. A.18.1-1. Variația poziției pistonului pentru un semnal treaptă.

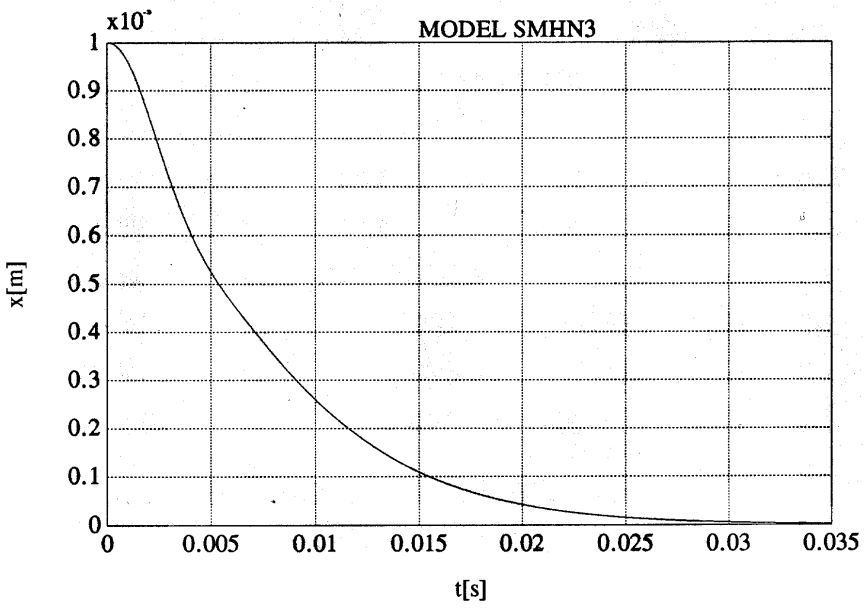


Fig. A.18.1-2. Variația deschiderii sertarului pentru un semnal treaptă.

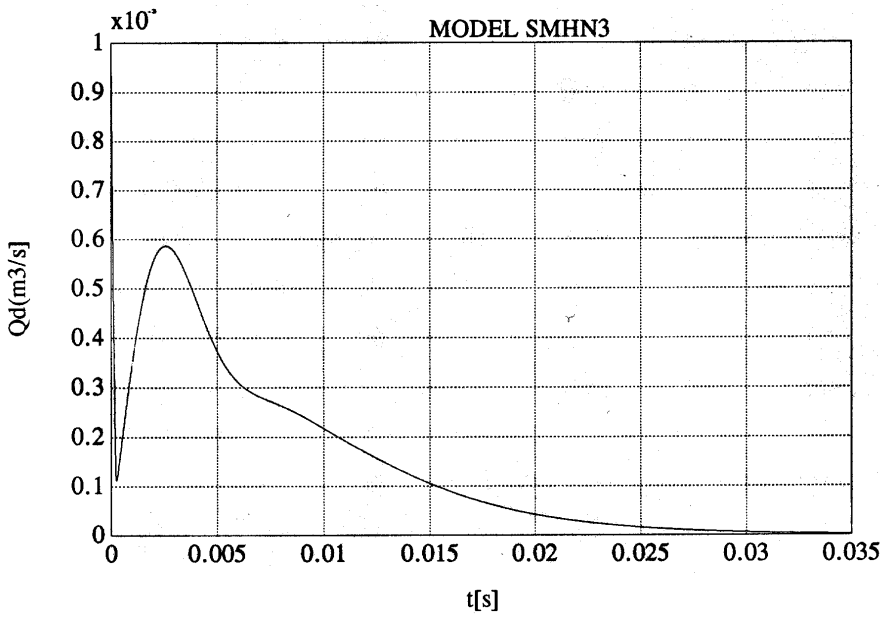


Fig. A.18.1-3. Variația debitului absorbit de servopompă la un semnal treaptă.

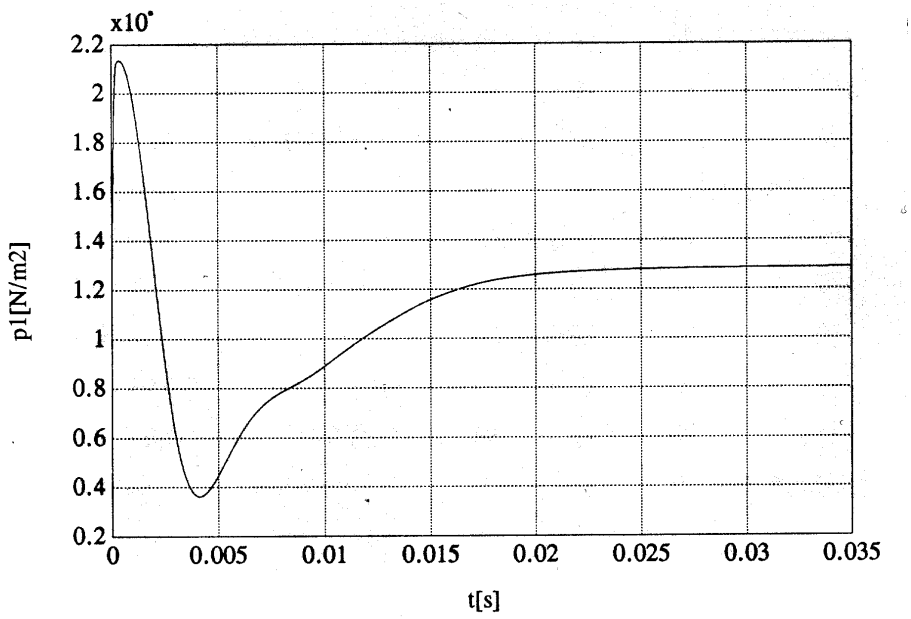


Fig. A.18.1-4. Variația presiunii în camera pasivă la un semnal treaptă.

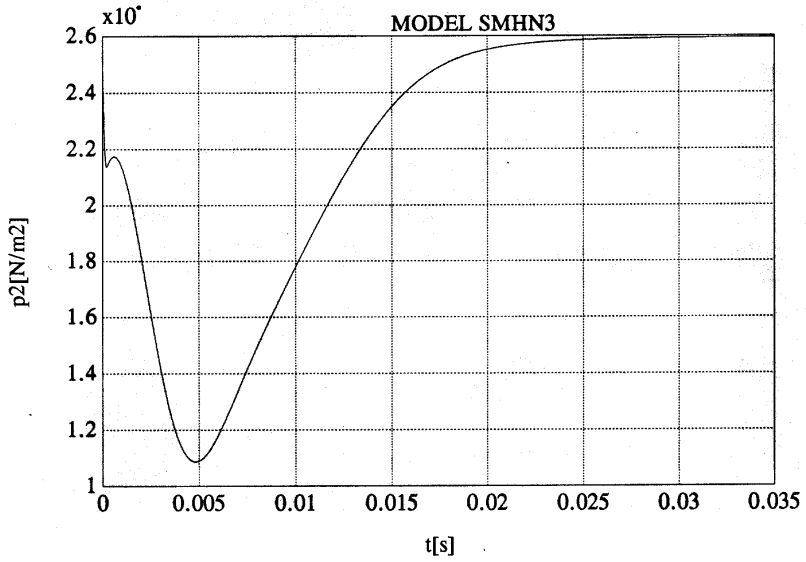


Fig. A.18.1-5. Variația presiunii în camera activă la un semnal treaptă.

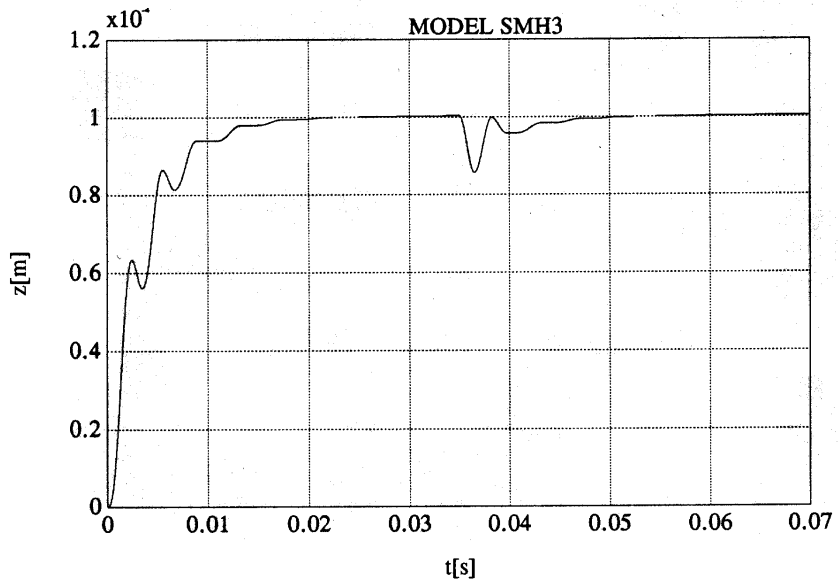


Fig. A.18.1-6. Răspunsul servopompei la un semnal treaptă de mică amplitudine, urmat de o creştere bruscă a presiunii de refulare.

În ansamblu, experimentele de simulare numerică efectuate *verifică* performanțele indicate global de producătorul servopompei pentru condiții normale de execuție şi exploatare. Creşterea jocurilor şi reducerea etanşeității manşetei pistonului măresc amortizarea globală a servopompei.

19

ANALIZA SERVOPOMPELOR MECANOHIDRAULICE ECHIPATE CU REGULATOARE DE PUTERE

19.1. FORMULAREA PROBLEMEI

Numeroase transmisii hidraulice sunt caracterizate din punct de vedere energetic prin limitarea puterii disponibile pentru antrenarea pompelor. Ca urmare, aceste transmisii sunt prevăzute cu regulatoare de putere cu acțiune directă sau indirectă. Primele sunt specifice transmisiilor în circuit deschis, iar ultimele echipează pompele transmisiilor în circuit închis reglate prin servocomenzi cu prescriere hidraulică sau electrohidraulică.

Se consideră regulatorul tipic din figura 19.1 şi se adoptă pentru sistemul din care face parte schema hidraulică din figura 19.2.

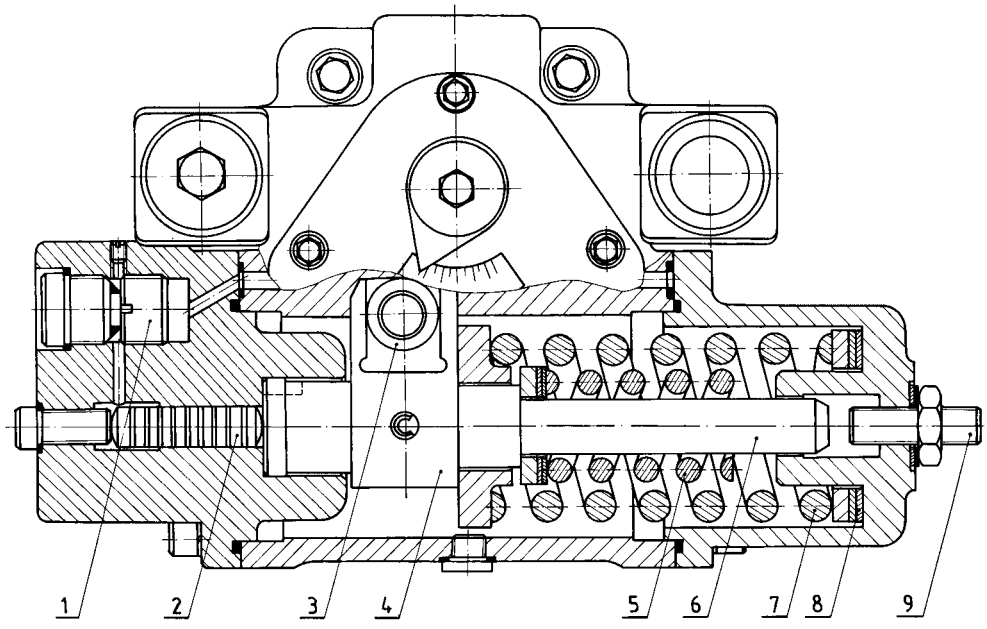


Fig. 19.1. Regulator de putere cu acțiune directă pentru pompe cu pistoane axiale cu bloc înclinat:
1 - drosel cu dublu efect; 2 - pistonul cilindrului hidraulic; 3 - pârghie de basculare; 4 - furcă de basculare; 5 - resort solicitat la presiune de refulare mare; 6 - tija cilindrului hidraulic; 7 - resort solicitat permanent; 8 - şaibă de precomprimare a resortului exterior; 9 - limitatorul capacității minime.

Regulatorul este compus dintr-un cilindru hidraulic cu simplu efect şi revenire elastică, ale cărui oscilaţii sunt amortizate cu ajutorul unui drosel sensibil la sensul circulaţiei lichidului între pompă şi cilindru, precum şi cu două drosele realizate între tija cilindrului şi capacele acestuia (fig. 19.3). Tija cilindrului acţionează carcasa blocului cilindrilor printr-o pârghie de basculare (fig. 19.4).

Pentru a evidenţia comportarea dinamică a regulatorului se consideră că pompa alimentează un motor ideal din punct de vedere dinamic. Într-o primă aproximaţie se admite că pompa este antrenată la turaţie constantă. Se consideră două categorii de fenomene tranzitorii ale sistemului: unele care nu implică depăşirea presiunii de începere a deschiderii supapei de limitare a presiunii de refulare a pompei şi altele în care intervenţia supapei este obligatorie. Toate calculele sunt efectuate în sistemul internaţional de unităţi de măsură.

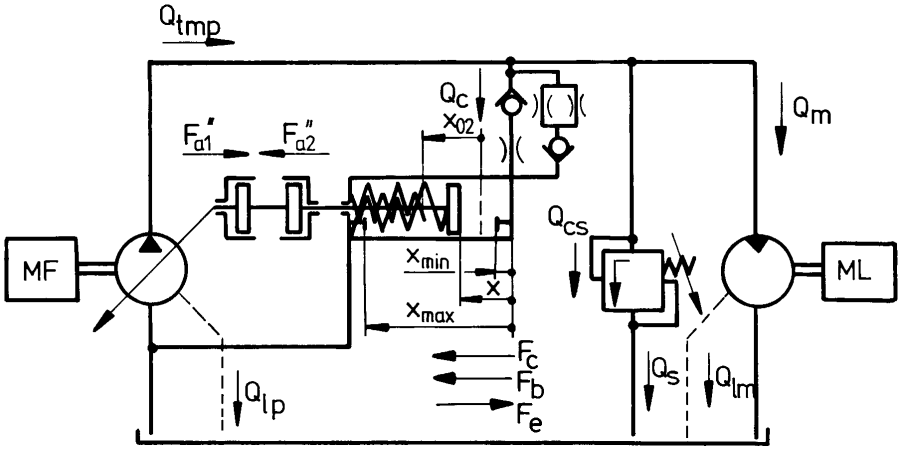


Fig. 19.2. Schema hidraulică a regulatorului de putere cu acţiune directă.

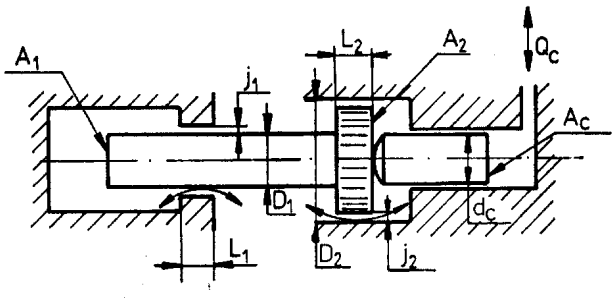


Fig. 19.3. Schema droselelor realizate între tija cilindrului şi ghidajele acesteia.

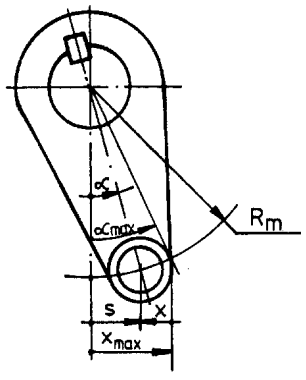


Fig. 19.4. Pârghia de basculare a carcasei blocului cilindrilor.

19.2. CARACTERISTICA DE REGIM STAȚIONAR A REGULATORULUI

Comportarea regulatorului în regim staționar este descrisă de relația dintre debitul real al pompei, Q_p şi presiunea de refulare, p.

La turație constantă de antrenare, n_p [rot/s], debitul teoretic mediu al pompei, Q_{tmp} [m^3/s] este proporțional cu capacitatea acesteia, D_p [m^3/rad]:

$$Q_{tmp} = \omega_p D_p \tag{19.1}$$

$\omega_p = 2\pi n_p$ [rad/s] fiind viteza unghiulară a arborelui. În cazul pompei cu bloc înclinat,

$$D_p = 0{,}25 z_p D^2 R \sin\alpha \tag{19.2}$$

unde: z_p este numărul pistoanelor pompei; D - diametrul pistoanelor [m]; R - raza discului de antrenare a pistoanelor [m]; α - unghiul de basculare a carcasei [rad]. Unghiul α poate fi exprimat în funcție de poziția tijei cilindrului hidraulic al regulatorului în raport cu poziția corespunzătoare capacității maxime a pompei (fig. 19.4):

$$\sin\alpha = s / R_m \tag{19.3}$$

unde s este distanța dintre centrul rolei şi axa de capacitate nulă [m] şi R_m - raza pârghiei de basculare [m]. Din figura 19.4 rezultă:

$$s = s_{max} - x = R_m \sin\alpha_{max} - x \tag{19.3'}$$

s_{max} fiind distanța maximă dintre centrul rolei şi axa de capacitate nulă [m], iar x - deplasarea pistonului cilindrului hidraulic față de poziția corespunzătoare capacității maxime [m].

Relația (19.3) devine:

$$\sin\alpha = \sin\alpha_{max} - \frac{x}{R_m} \tag{19.4}$$

deci expresia capacității pompei este:

$$D_p(x) = 0{,}25 z_p D^2 R\left(\sin\alpha_{max} - \frac{x}{R_m}\right) \tag{19.5}$$

sau

$$D_p(x) = K_D\left(\sin\alpha_{max} - \frac{x}{R_m}\right) \tag{19.6}$$

unde $K_D = 0{,}25\ z_p D^2 R$ [m^3/rad]. Pentru x = 0, $D_p(0) = D_{pmax}$, deci:

$$K_D = D_{p\max} / \sin\alpha_{\max} \tag{19.7}$$

Poziția tijei rezultă din ecuația de echilibru static a acesteia:

$$F_c + F_b = F_e \tag{19.8}$$

în care F_c este forța de presiune pe pistonul cilindrului hidraulic al regulatorului, corespunzătoare presiunii din cilindru, [N]; F_b - forța necesară pentru bascularea carcasei blocului cilindrilor, [N]; F_e - forța elastică dezvoltată de resoarte, [N].

În regim staționar:

$$F_c = p_c A_c \tag{19.9}$$

unde $A_c = \pi d_c^2 / 4$ este aria pistonului cilindrului hidraulic de diametru d_c [m].

Dacă forța elastică este realizată de un singur arc ($x \le x_{02}$):

$$F_{e1} = K_1(x + x_{01}) \tag{19.10}$$

iar dacă sunt solicitate ambele arcuri ($x > x_{02}$),

$$F_{e2} = K_1(x + x_{01}) + K_2(x - x_{02}) \tag{19.11}$$

În aceste relații, K_1 este rigiditatea resortului solicitat permanent [N/m]; K_2 - rigiditatea resortului solicitat la depășirea unei anumite valori a presiunii de refulare a pompei [N/m]; x_{01} - precomprimarea resortului solicitat permanent [m]; x_{02} - deplasarea tijei cilindrului hidraulic, necesară începerii comprimării resortului liber [m].

Se admite pentru forța F_b expresia:

$$F_b = p \cdot K_b \tag{19.12}$$

Coeficientul K_b [m^2] se determină din diagramele obținute experimental. În figura 19.5 se prezintă diagrama corespunzătoare pompei A2V55 produsă de firma HYDROMATIK (Germania).

Pentru $p = p_{max}$ se obține:

$$K_b = F_{b\max} / p_{\max} \tag{19.13}$$

Dacă $x \le x_{02}$, ecuația de echilibru static a tijei cilindrului hidraulic are forma liniară:

$$K_1 \cdot (x + x_{01}) = p \cdot (A_c + K_b) \tag{19.14}$$

Rezultă:

$$p(x) = \frac{xK_1}{(A_c + K_b)} + \frac{x_{01}K_1}{(A_c + K_b)} \tag{19.15}$$

și

$$x_p = \frac{p \cdot (A_c + K_b)}{K_1} - x_{01} \tag{19.16}$$

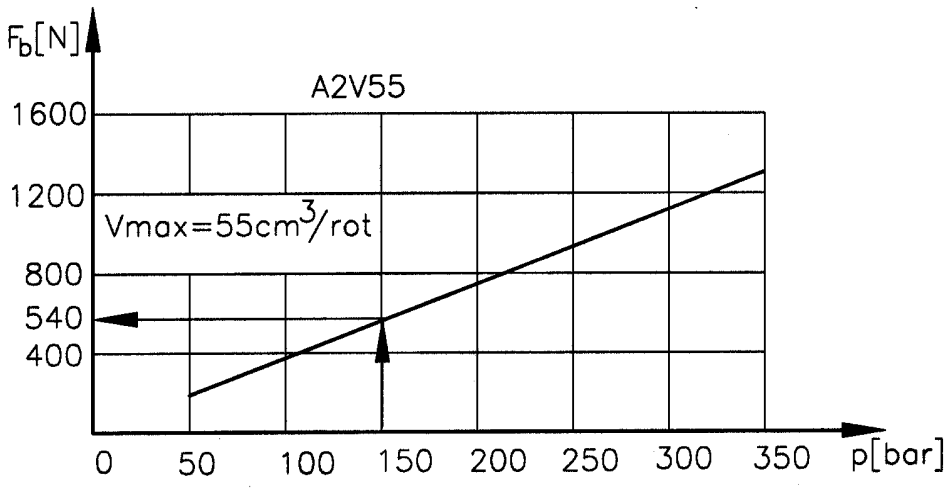


Fig. 19.5. Variația forței de basculare în funcție de presiunea de refulare pentru pompa din seria A2V55 (HYDROMATIK).

Reducerea capacității începe la presiunea:

$$p(0) = p_{01} = \frac{K_1 x_{01}}{(A_c + K_b)} \tag{19.17}$$

Comprimarea resortului liber începe la presiunea:

$$p(x_{02}) = p_{02} = \frac{K_1 (x_{01} + x_{02})}{(A_c + K_b)} \tag{19.18}$$

Caracteristica statică a regulatorului are panta:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{R_1} = \frac{K_1}{A_c + K_b} \tag{19.19}$$

În cazul $x > x_{02}$ ecuația de echilibru static a tijei devine:

$$K_1 \cdot (x + x_{01}) + K_2 \cdot (x - x_{02}) = p \cdot (A_c + K_b) \tag{19.20}$$

deci:

$$p(x) = x \cdot \frac{K_1 + K_2}{A_c + K_b} + \frac{K_1 x_{01} - K_2 x_{02}}{A_c + K_b} \tag{19.21}$$

şi

$$x(p) = p \cdot \frac{A_c + K_b}{K_1 + K_2} - \frac{K_1 x_{01} - K_2 x_{02}}{K_1 + K_2} \tag{19.22}$$

Deplasarea maximă a tijei regulatorului corespunde presiunii maxime de refulare a pompei:

$$x_{max} = x(p_{max}) = p_{max} \frac{A_c + K_b}{K_1 + K_2} + \frac{K_1 x_{01} - K_2 x_{02}}{K_1 + K_2} \tag{19.23}$$

Cele două resoarte asigură caracteristicii statice a regulatorului panta:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{R_2} = \frac{K_1 + K_2}{A_c + K_b} \tag{19.24}$$

Se poate calcula în continuare variația capacității pompei în funcție de presiunea de refulare. Din (19.6) şi (19.16) se obține:

$$D_p(p) = K_D \left[\sin\alpha_{max} - \frac{1}{R_m} \left(p \cdot \frac{A_c + K_b}{K_1} - x_{01} \right) \right] \tag{19.25}$$

pentru $x \le x_{02}$, iar din (19.6) şi (19.22) rezultă:

$$D_p(p) = K_D \left[\sin\alpha_{max} - \frac{1}{R_m} \left(p \frac{A_c + K_b}{K_1 + K_2} + \frac{K_2 x_{02} - K_1 x_{01}}{K_1 + K_2} \right) \right] \tag{19.26}$$

dacă $x > x_{02}$.

Debitul teoretic mediu al pompei se calculează din relațiile (19.1), (19.6) şi (19.25):

- pentru $x \le x_{02}$

$$Q_{tmp} = \omega_p K_D \left[\sin\alpha_{max} - \frac{1}{R_m} \left(p \frac{A_c + K_b}{K_1} - x_{01} \right) \right] \tag{19.27}$$

- pentru $x > x_{02}$

$$Q_{tmp} = \omega_p K_D \left[\sin\alpha_{max} - \frac{1}{R_m} \cdot \frac{p \cdot (A_c + K_b) + K_2 x_{02} - K_1 x_{01}}{K_1 + K_2} \right] \tag{19.28}$$

Datorită debitului pierderilor volumice Q_{lp} [m^3/s], debitul real al pompei, Q_p [m^3/s] este mai mic decât cel teoretic:

$$Q_p(p) = Q_{tmp}(p) - Q_{lp}(p) \tag{19.29}$$

Se admite că scurgerile se produc în regim laminar, deci sunt proporționale cu presiunea de refulare a pompei:

$$Q_{lp}(p) = K_{lp} p \tag{19.30}$$

Constanta scurgerilor pompei, K_{lp} [m^5/Ns] se determină din condiția:

$$K_{lp} = \frac{Q_{lp\,max}}{p_{max}} = \frac{Q_{tmp}(0) - Q_p(p_{max})}{p_{max}} = \frac{Q_{tmp}(0)}{p_{max}}\left[1 - \frac{Q_p(p_{max})}{Q_{tmp}(0)}\right] \tag{19.31}$$

Prin definiție, raportul $\eta_{vp}(p_{max}) = Q_p(p_{max}) / Q_{tmp}(0)$ este randamentul volumic al pompei la capacitatea maximă şi presiunea maximă, deci:

$$K_{lp} = \frac{Q_{tmp}(0)}{p_{max}}\left[1 - \eta_{vp}(p_{max})\right] \tag{19.32}$$

19.3. ALEGEREA PARAMETRILOR RESOARTELOR PENTRU O PUTERE DATĂ

Admițând într-o primă aproximație că randamentul total al pompei, η_{tp}, este constant în domeniul de variație a capacității, condiția de menținere constantă a puterii absorbite de pompă de la motorul de antrenare,

$$N = \frac{p \cdot Q_{tmp}(p)}{\eta_{tp}} = \text{const.} \tag{19.33}$$

devine:

$$Q_{tmp}(p) = \frac{N\eta_{tp}}{p} \tag{19.34}$$

Din relațiile (19.33) şi (19.34) se obține

$$\frac{N\eta_{tp}}{p} = \omega_p D_p(x) \tag{19.35}$$

Introducând aici expresia capacității pompei,

$$\frac{N\eta_{tp}}{p} = \omega_p K_D\left(\sin\alpha_{max} - \frac{x}{R_m}\right) \tag{19.36}$$

se determină relația dintre presiunea de refulare a pompei şi deplasarea necesară tijei cilindrului hidraulic, x_N, pentru a menține constantă puterea absorbită de pompă:

$$x_N(p) = R_m \sin\alpha_{max} - \frac{NR_m\eta_{tp}}{p\omega_p K_D} \tag{19.37}$$

Dar $R_m \sin\alpha_{max} = s_{max}$, iar mărimea

$$K_N = \frac{NR_m\eta_{tp}}{\omega_p K_D} \qquad [N/m] \tag{19.38}$$

este o constantă, deci curba de putere absorbită constantă este o hiperbolă (fig. 19.6):

$$x_N(p) = s_{max} - K_N / p \tag{19.39}$$

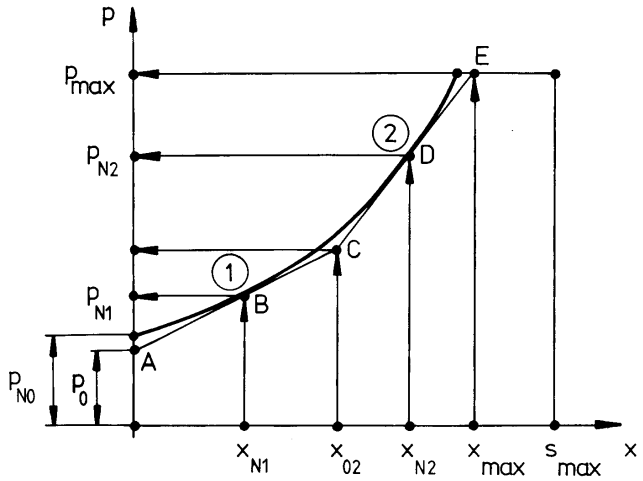


Fig. 19.6. Caracteristica statică a regulatorului de putere.

Pentru $x_N = 0$ se obține ordonata la origine a curbei N = const.:

$$p_N(0) = \frac{K_N}{s_{max}} = p_{N0} \tag{19.40}$$

Presiunii maxime de refulare îi corespunde deplasarea maximă a tijei cilindrului:

$$x_{N\,max} = x_N(p_{max}) = s_{max} - \frac{K_N}{p_{max}} \tag{19.41}$$

Tangenta la curba de putere constantă are panta

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_N = \frac{K_N}{(s_{max} - x_N)^2} \tag{19.42}$$

Se admite că cele două drepte care alcătuiesc caracteristica de regim staționar a regulatorului sunt tangente la curba de putere constantă, pe care o aproximează.

Fie (x_{N1}, p_{N1}) și (x_{N2}, p_{N2}) două puncte ale curbei de putere constantă ($p_{N1} < p_{N2}$). Ecuațiile tangentelor în aceste puncte sunt:

$$p - p_{N1} = \frac{K_N}{(s_{max} - x_{N1})^2}(x - x_{N1}) \tag{19.43}$$

$$p - p_{N2} = \frac{K_N}{(s_{max} - x_{N2})^2}(x - x_{N2}) \tag{19.44}$$

Dreptele care formează caracteristica regulatorului sunt definite prin ecuațiile:

$$p = x\frac{K_1}{A_c + K_b} + \frac{K_1 x_{01}}{A_c + K_b}, \qquad x \le x_{02} \tag{19.45}$$

$$p = x\frac{K_1 + K_2}{A_c + K_b} + \frac{K_1 x_{01} - K_2 x_{02}}{A_c + K_b}, \; x > x_{02}\,. \tag{19.46}$$

Prin identificarea celor două perechi de ecuații se obțin parametrii resoartelor:

$$K_1 = \frac{K_N(A_c + K_b)}{(s_{max} - x_{N1})^2} \tag{19.47}$$

$$K_2 = \frac{K_N(A_c + K_b)}{(s_{max} - x_{N2})^2} - K_1 \tag{19.48}$$

$$x_{01} = \frac{1}{K_1}\left[p_{N1}(A_c + K_b) - K_1 x_{N1}\right] \tag{19.49}$$

$$x_{02} = \frac{1}{K_2}\left[K_{N1}x_{01} + x_{N2}(K_1 + K_2) - (A_c + K_b)(p_{N2} - p_{N1})\right] \tag{19.50}$$

Se poate calcula și presiunea corespunzătoare punctului de intersecție al dreptelor care formează caracteristica regulatorului:

$$p(x_{02}) = p_{N1} - \frac{K_1 x_{N1}}{A_c + K_b} + \frac{K_1(K_1 + K_2)x_{N2}}{K_2(A_c + K_b)} - \\ - \frac{K_1^2 x_{N1}}{K_2(A_c + K_b)} - \frac{K_1(p_{N2} - p_{N1})}{K_2} \tag{19.51}$$

Punctele de tangență se aleg astfel încât eroarea statică maximă a regulatorului să fie cât mai mică. Un criteriu practic este acela al egalității erorilor în punctele $x = 0$, $x = x_{02}$ şi $x = x_{max}$.

19.4. MODELUL MATEMATIC AL COMPORTĂRII DINAMICE A REGULATORULUI

Comportarea dinamică a regulatorului poate fi studiată cu ajutorul ecuației de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic şi a ecuației de continuitate scrisă pentru nodul dintre pompă, motor şi regulator.

19.4.1. Ecuația de mişcare

Legea de mişcare a tijei cilindrului hidraulic se obține prin integrarea ecuației diferențiale:

$$m\ddot{x} = F_c + F_b - F_e - F_a \tag{19.52}$$

în care m [kg] este masa subansamblului basculant, redusă la tija cilindrului hidraulic; F_a [N] - forța de amortizare creată de droselele realizate între capetele tijei cilindrului hidraulic şi alezajele corespunzătoare.

Presiunea din cilindrul hidraulic, p_c, diferă de presiunea de refulare a pompei, p, prin căderea de presiune Δp_d [N/m^2] introdusă de droselul înseriat între pompă şi regulator:

$$p_c = p - \Delta p_d \tag{19.53}$$

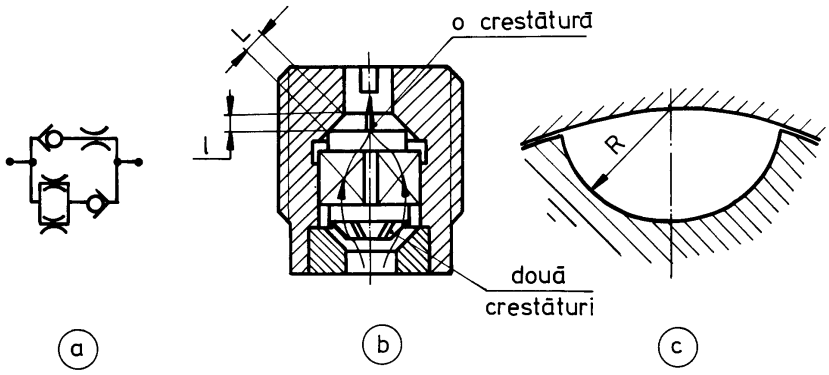


Fig. 19.7. Drosel cu dublu efect (HYDROMATIK).

Acest drosel are o structură specială (fig. 19.7) care asigură regulatorului performanțe dinamice optime în raport cu variațiile debitului absorbit de motor. La scăderea capacității, droselul este format dintr-o crestătură cu secțiunea semicirculară, iar în cursul creşterii capacității pompei se utilizează două crestături cu secțiune semicirculară. Căderea de presiune pe un drosel rezultă din relația:

$$\Delta p_d = \frac{Q_d^2}{\frac{2}{\rho} c_d^2 A_d^2} \tag{19.54}$$

a) În regim laminar, coeficientul de debit al unui drosel tubular, c_{dl}, este proporțional cu rădăcina pătrată a numărului Reynolds echivalent, Re_e, al curgerii (fig. 19.8):

$$c_{dl} = \frac{1}{8}\sqrt{Re_e} \tag{19.55}$$

unde

$$Re_e = \frac{D_h}{L} Re \le 5 \tag{19.56}$$

L [m] fiind lungimea droselului.

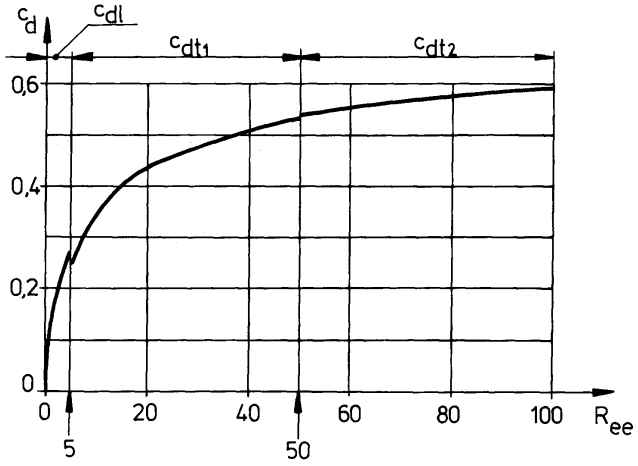


Fig. 19.8. Variația coeficientului de debit al droselului tubular în funcție de numărul Reynolds echivalent.

În definirea acestui număr este necesară utilizarea diametrului hidraulic:

$$D_h = 4\frac{A_d}{P_d} \tag{19.57}$$

în care A_d [m^2] este aria secțiunii transversale iar P_d [m] - perimetrul udat, deoarece secțiunea droselului nu este (în general) circulară. Rezultă:

$$Re_e = 4 \cdot \frac{A_d}{P_d} \cdot \frac{1}{L} \cdot \frac{Q_d}{A_d} \cdot \frac{1}{\nu} \cdot 4 \cdot \frac{A_d}{P_d} = \frac{16A_d}{\nu L P_d^2} Q_d , \tag{19.58}$$

ν [m^2/s] fiind viscozitatea cinematică a lichidului.

Se notează cu:

$$K_R = \frac{16A_d}{\nu L P_d^2} \tag{19.59}$$

constanta numărului Re_e, deci:

$$Re_e = K_R Q_d . \tag{19.60}$$

Din (19.60) şi (19.55) se obține:

$$c_{dl} = \frac{1}{8}\sqrt{K_R Q_d} = \frac{1}{2} \cdot \frac{A_d Q_d}{\nu L P_d^2} \tag{19.61}$$

Se înlocuieşte această expresie în (19.54), rezultând:

$$\Delta p_d = K_{dl} Q_d \lesseqgtr 0 \tag{19.62}$$

după cum $\dot{x} \lesseqgtr 0$; s-a notat cu:

$$K_{dl} = \frac{2\eta L P_d^2}{A_d^3} \quad [\text{Ns/m}^5] \tag{19.63}$$

constanta căderii de presiune pe droselul de amortizare în regim laminar.

Dacă:

$$Q_c = A_c \dot{x} \lesseqgtr 0 \tag{19.64}$$

este debitul care pătrunde în cilindrul hidraulic al regulatorului căderea de presiune pe drosel se calculează astfel:

- la scăderea capacității pompei ($\dot{x} > 0$), $Q_d = Q_c$, deci:

$$\Delta p_d^{(1)} = K_{dl} Q_c \ > 0 \tag{19.65}$$

- la creşterea capacității ($x < 0$), $Q_d = 0{,}5\, Q_c$ deci:

$$\Delta p_d^{(2)} = 0{,}5 K_{dl} Q_c \ < 0 . \tag{19.66}$$

În calculul numărului Re_e se consideră modulul debitului de comandă:

$$Re_e^{(1)} = K_R \left| Q_c \right| \tag{19.67}$$

$$\mathrm{Re}_e^{(2)} = 0{,}5\,\mathrm{K_R}\left|\mathrm{Q_c}\right|. \tag{19.68}$$

Cu ajutorul figurii 19.7 se calculează:

$$\mathrm{A_d} = \frac{1}{2}\pi \mathrm{R}^2 \tag{19.69}$$

$$\mathrm{P_d} = \mathrm{R}(\pi + 2) \tag{19.70}$$

deci

$$\mathrm{D_h} = \frac{2\pi}{\pi + 2}\mathrm{R} \tag{19.71}$$

$$\mathrm{K_R} = \frac{8\pi}{(\pi + 2)^2 \nu \mathrm{L}} \tag{19.72}$$

$$\mathrm{K_{dl}} = \frac{16(\pi + 2)^2 \eta \mathrm{L}}{\pi^3 \mathrm{R}^4} \tag{19.73}$$

unde R [m] este raza droselului.

b) În regim turbulent "lent" $(5 < \mathrm{Re_e} \le 50)$

$$\mathrm{c_{dtl}} = \frac{\sqrt{\mathrm{Re_e}}}{\sqrt{64 + 2{,}28\,\mathrm{Re_e}}} \tag{19.74}$$

iar în regim turbulent "rapid" $(\mathrm{Re_e} > 50)$

$$\mathrm{c_{dtr}} = \frac{\sqrt{\mathrm{Re_e}}}{\sqrt{13{,}74 + 1{,}5\sqrt{\mathrm{Re_e}}}} \tag{19.75}$$

Căderea de presiune pe drosel se calculează cu relația:

$$\Delta \mathrm{p_{dtl,r}} = \frac{\mathrm{Q_d^2}}{\mathrm{K_{dt}} \mathrm{c_{dl,r}^2}}$$

unde

$$\mathrm{K_{dt}} = \frac{2}{\rho}\mathrm{A_d^2} \qquad [\mathrm{m^7/kg}] \tag{19.76}$$

Pentru droselul considerat:

$$K_{dt} = \frac{\pi^2}{2\rho} R^4 \tag{19.77}$$

Dacă $5 < Re_e \leq 50$:

$$\Delta p_{dtl}^{(1)} = \frac{Q_c^2}{K_{dt} c_{dtl}^2} \tag{19.78}$$

pentru $\dot{x} > 0$, respectiv:

$$\Delta p_{dtl}^{(2)} = -\frac{Q_c^2}{4K_{dt} c_{dtl}^2} \tag{19.79}$$

la $\dot{x} < 0$.

Dacă $Re_e > 50$:

$$\Delta p_{dtr}^{(1)} = \frac{Q_c^2}{K_{dt} c_{dtr}^2} \tag{19.80}$$

în cazul $\dot{x} > 0$ şi:

$$\Delta p_{dtr}^{(2)} = -\frac{Q_c^2}{4K_{dt} c_{dtr}^2} \tag{19.81}$$

când $\dot{x} < 0$.

Cu aceste relaţii se poate calcula p_c şi apoi F_c.

În scopul definirii forţei de amortizare create de droselele adiţionale se admite că mişcarea prin fantele inelare dintre tijă şi alezajele corespunzătoare are caracter laminar. Droselul din capacul arcului (fig. 19.3) este activ dacă $\dot{x} > 0$:

$$Q_1 = \frac{D_1 j_1^3}{12\eta L_1} \Delta p_1 \tag{19.82}$$

unde $Q_1 = A_1 \dot{x}$ este debitul creat de tijă prin aria $A_1 = \pi D_1^2 / 4$; D_1 - diametrul nominal al tijei [m]; L_1 - lungimea alezajului [m]; j_1 - jocul radial [m]; η - viscozitatea dinamică a lichidului [Ns/m^2]; Δp_1 - suprapresiunea din camera de volum variabil faţă de carcasă [N/m^2]. Se creează astfel o forţă de amortizare,

$$F_{a1} = A_1 \Delta p_1 = \frac{3\pi}{4} \eta L_1 \frac{D_1^3}{j_1^3} \dot{x} \tag{19.83}$$

proporţională cu viteza tijei,

$$F_{a1} = K''_{a1} \dot{x} \tag{19.84}$$

unde:

$$K''_{a1} = \frac{3}{4}\pi\eta L_1\left(\frac{D_1}{j_1}\right)^3 \tag{19.85}$$

Când $\dot{x} < 0$ camera de volum variabil formată între tija cilindrului şi capacul arcului se videază parţial sau total, reducând forţa care tinde să deplaseze tija cilindrului împotriva pistonului acestuia. Această forţă este neglijabilă în raport cu celelalte forţe implicate în echilibrul dinamic al pistonului cilindrului hidraulic. Dacă $\dot{x} < 0$, tija cilindrului şi capacul regulatorului generează debitul:

$$Q_2 = (A_2 - A_c)\cdot|\dot{x}| \tag{19.86}$$

căruia îi corespunde suprapresiunea:

$$\Delta p_2 = \frac{3\eta L_2}{D_2 j_2^3}\cdot\left(D_2^2 - d_c^2\right)\cdot|\dot{x}| \tag{19.87}$$

şi forţa de amortizare:

$$F_{a2} = -\Delta p_2(A_2 - A_c) = \frac{3\pi\eta L_2}{4D_2 j_2^3}\left(D_2^2 - d_c^2\right)^2\dot{x} < 0 \tag{19.88}$$

proporţională cu viteza pistonului:

$$F_{a2} = K''_{a2}\dot{x} < 0 \tag{19.89}$$

în care:

$$K''_{a2} = \frac{3\pi\eta L_2}{4D_2 j_2^3}\cdot\left(D_2^2 - d_c^2\right)^2 \qquad \text{[Ns/m].} \tag{19.90}$$

Se neglijează efectul acestui drosel în cazul $\dot{x} > 0$.

În regim tranzitoriu expresiile forţelor F_b şi F_e sunt identice cu cele corespunzătoare regimului staţionar. În general:

$$F_e = K_e x + F_{e0} \tag{19.91}$$

unde:

$$K_e = \begin{cases} K_1, & x \le x_{02} \\ K_1 + K_2, & x > x_{02} \end{cases} \tag{19.92}$$

şi

$$F_{e0} = \begin{cases} K_1 x_{01}, & x \le x_{02} \\ K_1 x_{01} - K_2 x_{02}, & x > x_{02} \end{cases} \tag{19.93}$$

Ecuația de mişcare devine:

$$m\ddot{x} = p\left(A_c + K_b\right) - K_e x - F_{e0} - F_a' - F_a'' \tag{19.94}$$

unde:

$$F_a' = A_c \Delta p_d \tag{19.95}$$

este forța de amortizare creată de droselul principal, iar

$$F_a'' = \begin{cases} K_{a1}'' \dot{x} > 0, & \dot{x} > 0 \\ K_{a2}'' \dot{x} < 0, & \dot{x} \le 0 \end{cases} \tag{19.96}$$

este forța de amortizare creată de droselele secundare. În primul caz,

$$F_a' = \begin{cases} K_{a1}' \dot{x}, & Re_e \le 5, \dot{x} > 0 \\ K_{a2}' \dot{x}, & 5 < Re_e \le 50, \dot{x} > 0 \\ K_{a3}' \dot{x}, & 50 < Re_e, \dot{x} > 0 \\ K_{a4}' \dot{x}, & Re_e \le 50, \dot{x} < 0 \\ K_{a5}' \dot{x}, & 5 < Re_e \le 50, \dot{x} < 0 \\ K_{a6}' \dot{x}, & 50 < Re_e, \dot{x} < 0 \end{cases} \tag{19.97}$$

unde:

$$K_{a1}' = K_{dl} A_c^2 \qquad [Ns/m] \tag{19.98}$$

$$K_{a2}' = \frac{A_c^3}{K_{dt} c_{dtl}^2} \qquad [Ns^2/m^2] \tag{19.99}$$

$$K_{a3}' = \frac{A_c^3}{K_{dt} c_{dtr}^3} \qquad [Ns^2/m^2] \tag{19.100}$$

$$K_{a4}' = K_{a1}' \qquad [Ns/m] \tag{19.101}$$

$$K_{a5}' = -\frac{A_c^3}{4K_{dt} c_{dtl}^2} \qquad [Ns^2/m^2] \tag{19.102}$$

$$K_{a6}' = -\frac{A_c^3}{4K_{dt} c_{dtr}^2} \qquad [Ns^2/m^2] \tag{19.103}$$

19.4.2. Ecuația de continuitate

În regim tranzitoriu, debitul pompei (Q_{tmp}) se consumă pentru alimentarea motorului (Q_{tmm}), compensarea scurgerilor (Q_{lp} şi Q_{lm}), comanda regulatorului (Q_c) şi comprimarea lichidului cuprins între pompă, motor şi regulator (Q_ε):

$$Q_{tmp} = Q_{tmm} + Q_{lp} + Q_{lm} + Q_\varepsilon + Q_c \tag{19.104}$$

Se admite că scurgerile motorului (Q_{lm}) se produc în regim laminar:

$$Q_{lm} = K_{lm} p \tag{19.105}$$

unde:

$$K_{lm} = \frac{Q_{tmm}(0)}{p_{max}} \cdot \frac{1 - \eta_{vm}(p_{max})}{\eta_{vm}(p_{max})} \tag{19.106}$$

Dacă pompa şi motorul au o construcție similară, se poate admite egalitatea $K_{lp} = K_{lm}$. Se notează cu K_{lpm} [m^3/Ns] coeficientul scurgerilor pompei şi motorului, deci:

$$Q_{lp} + Q_{lm} = Q_{lpm} = K_{lpm} p \tag{19.107}$$

unde:

$$K_{lpm} = \frac{2Q_{tmp}(0)}{p_{max}} \cdot \left[1 - \eta_{vp}(p_{max})\right] \tag{19.108}$$

Debitul de compresibilitate depinde de volumul total de lichid supus variațiilor de presiune, V_t [m^3] şi de modulul de elasticitate echivalent al lichidului, ε_e [N/m^2]:

$$Q = \frac{V_t}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp}{dt} \tag{19.109}$$

Ecuația de continuitate devine:

$$Q_{tmp} = Q_{tmm} + K_{lpm} p + A_c \dot{x} + \frac{V_t}{\varepsilon_e} \dot{p} \tag{19.110}$$

19.5. ANALIZA LINIARIZATĂ A COMPORTĂRII DINAMICE A REGULATORULUI

Scopul acestei analize este determinarea condițiilor de stabilitate corespunzătoare micilor oscilații ale parametrilor funcționali. Prima cerință a

analizei este liniaritatea forţelor de amortizare. În cazul primei componente se admite că oscilaţiile satisfac condiţia $Re_e \le 5$ şi se notează cu K'_a [Ns/m] valoarea constantelor K'_a şi K'_{a4}, deci se consideră un drosel fix:

$$F'_a = K'_a \dot{x} \tag{19.111}$$

În al doilea caz este necesar să se adopte o singură valoare pentru coeficienţii K''_{a1} şi K''_{a2}, ceea ce este posibil prin alegerea corespunzătoare a jocurilor j_1 şi j_2. Se notează cu K''_a [Ns/m] valoarea medie sau valoarea comună a celor doi coeficienţi, astfel că:

$$F''_a = K''_a \cdot \dot{x} \tag{19.112}$$

Efectul celor două forţe de amortizare este echivalent. Ecuaţia de mişcare capătă forma liniară:

$$m\ddot{x} = p\left(A_c + K_b\right) - K_e x - \left(K'_a + K''_a\right)\dot{x} - F_{e0} \tag{19.113}$$

sau:

$$m\ddot{x} + K_a\dot{x} + K_e x = pK_p - F_{e0} \tag{19.114}$$

unde K_a [Ns/m] este coeficientul total de amortizare vâscoasă:

$$K_a = K'_a + K''_a \tag{19.115}$$

iar

$$K_p = K_b + A_c \tag{19.116}$$

este coeficientul total al forţei de presiune [m^2]. Se constată că forţa de presiune şi forţa de basculare au un efect similar.

Se consideră micile oscilaţii ale parametrilor funcţionali în jurul valorilor corespunzătoare unui regim staţionar, marcate prin indicele zero. Se notează cu Δ variaţiile acestor parametri. În cazul ecuaţiei de mişcare (19.114):

$$\Delta x = x - x_0 \tag{19.117}$$

$$\Delta p = p - p_0 \tag{19.118}$$

deci:

$$m\frac{d^2\Delta x}{dt^2} + K_a\frac{d\Delta x}{dt} + K_e\Delta x + K_e x_0 = K_p\Delta p + K_p p_0 - F_{e0} \tag{19.119}$$

În regim staţionar,

$$K_e x_0 = K_p p_0 - F_{e0} \tag{19.120}$$

astfel că ultima ecuație capătă forma simplă:

$$m\frac{d^2\Delta x}{dt^2} + K_a\frac{d\Delta x}{dt} + K_e\Delta x = K_p\Delta p \tag{19.121}$$

Se aplică acestei ecuații transformata Laplace pentru condiții inițiale nule:

$$ms^2\Delta x + K_a s\Delta x + K_e\Delta x = K_p\Delta p \tag{19.122}$$

obținându-se funcția de transfer,

$$\frac{\Delta x}{\Delta p} = \frac{K_p}{ms^2 + K_a s + K_e} = \frac{K_p}{K_1}\cdot\frac{1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + 1} \tag{19.123}$$

în care pulsația naturală, ω_n [rad/s], şi factorul de amortizare, ζ, au respectiv expresiile:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_e}{m}} \tag{19.124}$$

$$\zeta = \frac{K_a}{2\sqrt{mK_e}} \tag{19.125}$$

Se constată că factorul de amortizare are valoarea cea mai dezavantajoasă în cazul solicitării ambelor arcuri, când constanta K_e are valoare maximă.

Dacă se admite că presiunea de refulare a pompei este mărimea de intrare a sistemului (ceea ce este în general neadevărat) regulatorul se comportă ca un element de întârziere de ordinul al doilea. Impunându-se factorului de amortizare o valoare convenabilă (optimă) ζ_{opt} = 0,5 ... 0,7 se poate stabili valoarea optimă a constantei K_a:

$$K_{aopt} = 2\zeta_{opt}\sqrt{mK_e} \tag{19.126}$$

Se adoptă pentru constanta K_a'' valoarea corespunzătoare unor jocuri normale din punctul de vedere al ghidării tijei cilindrului hidraulic, rezultând valoarea optimă a constantei K_a':

$$K'_{aopt} = K_{aopt} - K''_{aopt} \tag{19.127}$$

Dar

$$K'_{aopt} = A_c^2 \cdot \frac{16\eta(\pi+2)^2 L_{opt}}{\pi^3 R_{opt}^4} \tag{19.128}$$

Se alege din considerente tehnologice lungimea optimă a droselului principal şi se calculează raza optimă a acestuia:

$$R_{opt} = \sqrt[4]{\frac{16\eta(\pi+2)^2 L_{opt} A_c^2}{\pi^3 K'_{aopt}}} \tag{19.129}$$

Raza minimă corespunde cazului funcționării ambelor resoarte.

În regim tranzitoriu debitele considerate suferă variațiile,

$$\Delta Q_{tmp} = Q_{tmp} - Q_{tmp0} = \omega_p\left(D_p - D_{p0}\right) = -\frac{\omega_p K_D}{R_m}\left(x - x_0\right) = -\frac{\omega_p K_D}{R_m}\Delta x \tag{19.130}$$

$$\Delta Q_{tmm} = Q_{tmm} - Q_{tmm0} \tag{19.131}$$

$$\Delta Q_{lpm} = Q_{lpm} - Q_{lpm0} = K_{lpm}\left(p - p_0\right) = K_{lpm}\Delta p \tag{19.132}$$

$$\Delta Q_{\varepsilon} = Q_{\varepsilon} = \frac{V_t}{\varepsilon_e}\cdot\frac{dp}{dt} = \frac{V_t}{\varepsilon_e}\cdot\frac{d\left(p_0+\Delta p\right)}{dt} = \frac{V_t}{\varepsilon_e}\cdot\frac{d\Delta p}{dt} \tag{19.133}$$

$$\Delta Q_c = Q_c = A_c\cdot\frac{dx}{dt} = A_c\cdot\frac{d\left(x_0+\Delta x\right)}{dt} = A_c\cdot\frac{d\Delta x}{dt} \tag{19.134}$$

care se introduc în ecuația de continuitate (19.110),

$$Q_{tmp0} + \Delta Q_{tmp} = Q_{tmm0} + \Delta Q_{tmm} + Q_{lpm0} \tag{19.135}$$

pentru a obține a doua ecuație diferențială a modelului matematic.

În regim staționar:

$$Q_{tmp0} = Q_{tmm0} + Q_{lpm0} \tag{19.136}$$

Prin scăderea ultimelor două ecuații şi înlocuirea variațiilor debitelor se obține ecuația,

$$-\frac{\omega_p K_D}{R_m}\Delta x = \Delta Q_{tmm} + K_{lpm}\Delta p + \frac{V_t}{\varepsilon_e}\cdot\frac{d\Delta p}{dt} + A_c\frac{d\Delta x}{dt} \tag{19.137}$$

căreia i se aplică transformata Laplace în condiții inițiale nule:

$$-\Delta Q_{tmm} = \Delta p \cdot \left(K_{lpm} + \frac{V_t}{\varepsilon_e} \right) + \Delta x \cdot \left(\frac{\omega_p K_D}{R_m} + A_c s \right) \qquad (19.138)$$

Se înlocuieşte în această ecuație Δx din ecuația de mişcare (19.123) pentru a obține funcția de transfer a regulatorului în raport cu variația debitului motorului, considerată mărime perturbatoare:

$$\frac{\Delta p}{\Delta Q_{tmm}} = \frac{-\left(ms^2 + K_a s + K_e\right)}{m\frac{V_t}{\varepsilon_e}s^3 + \left(mK_{lpm} + \frac{V_t}{\varepsilon_e}K_a\right)s^2 + \left(K_a K_{lpm} + K_p A_c + K_e \frac{V_t}{\varepsilon_e}\right)s + K_e K_{lpm} + \frac{K_p \omega_p K_D}{R_m}} \qquad (19.139)$$

Creşterea debitului motorului ($\Delta Q_{tmm} > 0$) provoacă scăderea presiunii ($\Delta p < 0$). Regulatorul este stabil dacă:

$$\begin{aligned} &\left(mK_{lpm} + \frac{V_t}{\varepsilon_e}K_a\right)\left(K_a K_{lpm} + K_p A_c + K_e \frac{V_t}{\varepsilon_e}\right) - \\ &- m\frac{V_t}{\varepsilon_e}\left(K_e K_{lpm} + \frac{K_p \omega_p K_D}{R_m}\right) > 0 \end{aligned} \qquad (19.140)$$

Această condiție poate fi privită ca o inecuație de gradul al doilea a cărei variabilă independentă (parametru) este constanta totală de amortizare, K_a:

$$\begin{aligned} &K_a^2 \frac{V_t}{\varepsilon_e}K_{lpm} + K_a\left(K_e \frac{V_t^2}{\varepsilon_e^2} + K_p A_c \frac{V_t}{\varepsilon_e} + mK_{lpm}^2\right) + \\ &+ mK_{lpm}K_p A_c - \frac{mK_p \omega_p K_D}{R_m} \cdot \frac{V_t}{\varepsilon_e} > 0 \end{aligned}$$

Valoarea minimă a constantei K_a care asigură stabilitatea este:

$$K_a > \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \qquad (19.141)$$

unde:

$$a = \frac{V_t}{\varepsilon_e}K_{lpm} \qquad (19.142)$$

$$b = \frac{V_t^2}{\varepsilon_e^2}K_e + \frac{V_t}{\varepsilon_e}K_p A_c + mK_{lpm}^2 \qquad (19.143)$$

$$c = mK_p\left(K_{lpm}A_c - \frac{\omega_p K_D}{R_m}\cdot\frac{V_t}{\varepsilon_e}\right) \tag{19.144}$$

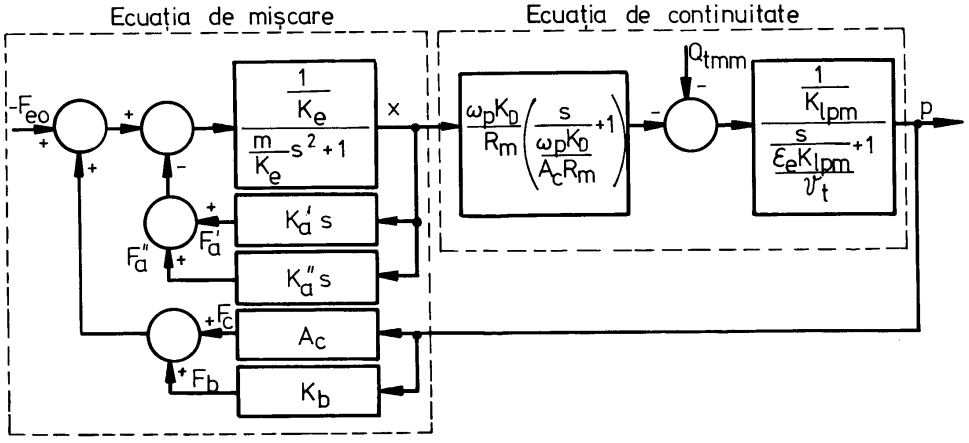


Fig. 19.9. Schema bloc a regulatorului.

Schema bloc a regulatorului, prezentată în figura 19.9, evidențiază reacțiile secundare negative care asigură stabilitatea reglajului. Droselul principal şi droselele secundare au acelaşi efect calitativ asupra dinamicii regulatorului. Se mai constată că regulatorul nu asigură menținerea constantă a puterii deoarece reacția principală nu se realizează după puterea consumată de pompă. În realitate, reglajul puterii se realizează indirect, prin intermediul presiunii. Astfel, regulatorul este static, eroarea staționară fiind nulă numai pentru două regimuri de funcționare particulare corespunzătoare punctelor de tangență ale curbei de putere constantă şi celor două drepte care formează caracteristica regulatorului.

În vederea studiului numeric aproximativ al comportării dinamice a regulatorului, funcția de transfer a acestuia se scrie sub forma:

$$\frac{\Delta p(s)}{\Delta Q_{tmm}(s)} = -C\cdot\frac{b_2s^2 + b_1s + b_0}{a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0} \tag{19.145}$$

în care:

$$a_3 = 1 \tag{19.146}$$

$$a_2 = \frac{mK_{lpm} + K_a\dfrac{V_t}{\varepsilon_e}}{m\dfrac{V_t}{\varepsilon_e}} \tag{19.147}$$

$$a_1 = \frac{K_a K_{lpm} + K_p A_c + K_e \dfrac{V_t}{\varepsilon_e}}{m \dfrac{V_t}{\varepsilon_e}} \tag{19.148}$$

$$a_0 = \frac{K_e K_{lpm} + K_p \dfrac{\omega_p K_D}{R_m}}{m \dfrac{V_t}{\varepsilon_e}} \tag{19.149}$$

$$b_2 = 1 \tag{19.150}$$

$$b_1 = K_a / m \tag{19.151}$$

$$b_0 = K_e / m \tag{19.152}$$

$$C = \varepsilon_e / V_t \tag{19.153}$$

Modelul de simulare poate fi elaborat cu ajutorul programului SIMULINK - MATLAB, fiind necesară numai specificarea valorilor coeficienților funcției de transfer.

Aplicația 19.1. Formularea problemei simulării numerice a comportării dinamice a regulatorului cu ajutorul modelului neliniar

Modelul matematic al regulatorului este format dintr-un sistem de ecuații diferențiale neliniare care permit calculul evoluției în timp a presiunii de refulare a pompei și a poziției pistonului cilindrului hidraulic.

În cadrul metodologiei de simulare numerică, prima etapă este explicitarea derivatelor de ordin maxim în ecuațiile diferențiale. Ecuația de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic şi ecuația de continuitate devin:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m}\left(F_c + F_b - F_e - F_a\right) \tag{19.1.1}$$

$$\dot{p} = \frac{\varepsilon_e}{V_t}\left(Q_{tmp} - Q_{tmm} - Q_{lpm} - Q_c\right) \tag{19.1.2}$$

Acestui sistem i se asociază relațiile (19.1), (19.6), (19.9), (19.10), (19.11), (19.12), (19.53), (19.64), (19.65), (19.66), (19.78), (19.79), (19.80), (19.81),

(19.73), (19.74), (19.67), (19.68), (19.84), (19.89) şi (19.107). De asemenea, trebuie considerate următoarele restricţii:

$$0 \le x \le x_{max} \tag{19.1.3}$$

$$\dot{x} = 0 \text{ pentru } x = 0 \text{ şi } x = x_{max} \tag{19.1.4}$$

$$\ddot{x} \ge 0 \text{ pentru } x = 0 \tag{19.1.5}$$

$$\ddot{x} \le 0 \text{ pentru } x = x_{max} \tag{19.1.6}$$

$$p_v \le p \le p_{s0} \tag{19.1.7}$$

în care p_v este presiunea de vaporizare a lichidului la temperatura de funcţionare a pompei, iar p_{s0} este presiunea de începere a deschiderii supapei de siguranţă.

Condiţiile iniţiale asociate sistemului de ecuaţii diferenţiale, $\dot{x}(0)$, $x(0)$ şi $p(0)$ definesc punctul de funcţionare anterior perturbaţiei considerate.

Variabila independentă este debitul teoretic mediu al motorului, pentru care s-a considerat o variaţie sinusoidală.

În vederea argumentării oportunităţii utilizării unui drosel sensibil la sensul circulaţiei lichidului între pompă şi regulator s-a studiat şi cazul droselului fix.

Simularea numerică permite calculul variaţiei în timp a tuturor mărimilor care intervin în ecuaţiile modelului matematic, dar din punct de vedere practic interesează suprapresiunea maximă, durata regimului tranzitoriu şi viteza maximă de impact a tijei cilindrului hidraulic cu capacul resoartelor, care apare datorită anulării debitului motorului hidraulic. În acest caz, presiunea de refulare a pompei depăşeşte valoarea necesară începerii deschiderii supapei de siguranţă. Este deci obligatorie considerarea comportării dinamice a supapei în ansamblul transmisiei studiate.

19.6. MODELUL MATEMATIC AL SUPAPEI DE LIMITARE A PRESIUNII CU SERTAR CILINDRIC

Se consideră o supapă normal-închisă nepilotată (fig. 19.10) formată dintr-un corp cu două camere interioare toroidale, un sertar cu umeri drepţi şi un drosel de amortizare a oscilaţiilor.

În regim staţionar supapa este caracterizată de relaţia dintre debitul evacuat, Q_s, şi presiunea din amonte, p. Utilizând relaţia lui Bernoulli, ecuaţia continuităţii, teorema impulsului şi ecuaţia de echilibru static a sertarului se obţine:

$$Q_s = K_s x_s \sqrt{p} \tag{19.154}$$

unde:

$$K_s = \pi d_s c_{ds} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \tag{19.155}$$

şi

$$x_s = \frac{\frac{\pi d_s^2}{4}(p - p_{s0})}{K_{es} + 2\pi d_s c_{ds} c_{vs} p \cos\theta} \tag{19.156}$$

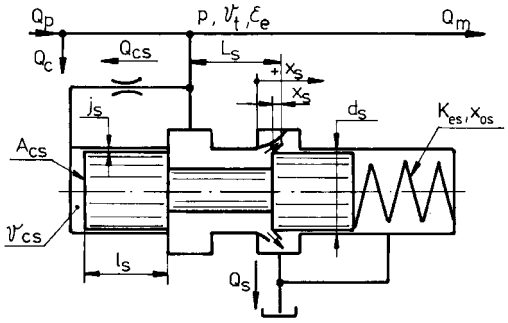


Fig. 19.10. Schema de calcul a supapei de limitare a presiunii.

S-a notat cu d_s - diametrul sertarului [m]; x_s - deschiderea supapei [m]; c_{ds} - coeficientul de debit al orificiului supapei; c_{vs} - coeficientul de viteză al orificiului supapei; K_{es} - rigiditatea statică a resortului [N/s]; x_{0s} - precomprimarea resortului [m]; θ - unghiul dintre jetul de lichid şi axa sertarului [rad]; p_{s0} - presiunea de începere a deschiderii supapei, $p_{s0} = 4K_{es}x_{0s}/\pi d_s^2$ [N/m^2]; ρ - densitatea lichidului [kg/m^3].

În regim tranzitoriu, deschiderea supapei rezultă din ecuația diferențială:

$$\ddot{x}_s = \frac{1}{m_s}\left(F_{cs} - F_{e0s} - F_{es} - F_{hs} - F'_{ht} - F''_{ht} - F_{fv}\right) \tag{19.157}$$

în care F_{cs} [N] este forța de comandă; F_{e0s} [N] - forța elastică de referință a resortului; F_{es} [N] - forța elastică a resortului; F_{hs} [N] - forța hidrodinamică de regim staționar; F'_{ht} - componenta forței hidrodinamice tranzitorii corespunzătoare vitezei sertarului; F''_{ht} [N] - componenta forței hidrodinamice tranzitorii corespunzătoare variației presiunii în amonte de supapă; F_{fv} [N] - forța de frecare vâscoasă dintre sertar şi corp; m_s [kg] - masa sertarului şi o treime din masa resortului. Expresiile forțelor sunt:

$$F_{cs} = p_{cs} A_{cs} \tag{19.158}$$

$$F_{e0s} = K_{es} x_{0s} \tag{19.159}$$

$$F_{esx} = K_{es} x_s \tag{19.160}$$

$$F_{hs} = K_{hs} x_s p \tag{19.161}$$

$$F'_{ht} = K'_{ht} \dot{x}_s \sqrt{p} \tag{19.162}$$

$$F''_{ht} = K''_{ht} x_s \dot{p} / \sqrt{p} \tag{19.163}$$

$$F_{fv} = K_{fv} \dot{x}_s \tag{19.164}$$

în care: $A_{cs} = \pi d_s^2 / 4$ - aria de comandă a sertarului [m^2]; p_{cs} - presiunea din camera de comandă [N/m^2]; K_{hs} - constanta forței hidrodinamice de regim staționar [m]; K'_{ht} - constanta primei componente a forței hidrodinamice tranzitorii [$kg^{0,5}m^{0,5}$]; K''_{ht} - constanta celei de a doua componente a forței hidrodinamice tranzitorii [$kg^{0,5}m^{0,5}$]; K_{fv} - constanta forței de frecare vâscoasă [Ns/m]. Constantele de natură hidrodinamică se calculează cu relațiile:

$$K_{hs} = 2\pi d_s c_{ds} c_{vs} \cos\theta \tag{19.165}$$

$$K'_{ht} = \pi d_s c_{ds} L_s \sqrt{2\rho} \tag{19.166}$$

$$K''_{ht} = \pi d_s c_{ds} L_s \sqrt{\rho / 2} \tag{19.167}$$

$$K_{fv} = 2\pi d_s l_s \eta / j_s \tag{19.168}$$

Aici, L_s este lungimea de amortizare a supapei [m]; l_s - lungimea umerilor sertarului [m]; η - viscozitatea dinamică a lichidului [Ns/m^2]; j_s - jocul radial al sertarului în bucşă [m].

În regim tranzitoriu:

$$p_{cs} = p - \Delta p_{ds} \tag{19.169}$$

Dacă se admite modelul lui Viersma pentru curgerea prin orificii scurte:

$$\Delta p_{ds} = K_{dsl} Q_{cs}, \qquad Re \le Re_{cr} \tag{19.170}$$

$$\Delta p_{ds} = \left(Q_{cs}^2 / K_{dsl}^2\right) \operatorname{sign} Q_{cs}, \qquad Re > Re_{cr} \tag{19.171}$$

Conform relației lui Wuest, pentru un orificiu de amortizare scurt, de diametru d_{ds} [m]:

$$K_{dsl} = \frac{50{,}4\eta}{\pi d_{ds}^3} \tag{19.172}$$

iar

$$K_{dst} = c_{dds} \frac{\pi d_{ds}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \tag{19.173}$$

Ecuația de continuitate în nodul din interiorul supapei are forma:

$$Q_{cs} - A_{cs}\dot{x}_s = \frac{V_{cs}}{\varepsilon_e} \cdot \frac{dp_{cs}}{dt} \tag{19.174}$$

în care V_{cs} este volumul camerei de comandă a supapei [m^3].

Dacă $\dot{x}_s > 0$, spre supapă curge debitul:

$$Q_s + Q_{cs} = Q_{tmp} - Q_{tmm} - Q_{lpm} - Q_c - Q_\varepsilon \tag{19.175}$$

deci:

$$\dot{p} = \frac{\varepsilon_e}{V_t}\left(Q_{tmp} - Q_{tmm} - Q_{lpm} - Q_c - Q_s - Q_{cs}\right) \tag{19.176}$$

În general, $V_{cs} << V_t$ şi ecuația (19.174) poate fi utilizată sub forma:

$$Q_{cs} = A_{cs}\dot{x}_s \tag{19.177}$$

Dacă droselul de amortizare a oscilațiilor este realizat sub forma unei fante inelare de lungime l_s şi lățime j_s , curgerea se menține laminară la numere Re mult mai mari decât în cazul orificiilor scurte şi

$$K_{dls} = \frac{12\eta L_s}{\pi d_s j_s^3} \tag{19.178}$$

19.7. DINAMICA UNEI TRANSMISII HIDROSTATICE ECHIPATE CU REGULATOR DE PUTERE

19.7.1. Formularea problemei

Analiza statică şi dinamică întreprinsă asupra regulatoarelor de putere cu acțiune directă a evidențiat influența structurii şi parametrilor constructivi asupra evoluției în timp a parametrilor funcționali corespunzători unor sisteme de acționare hidrostatică ale căror motoare sunt ideale atât din punct de vedere hidraulic, cât şi mecanic. Aceste ipoteze sunt larg utilizate în practica proiectării asistate de calculator a elementelor şi subsistemelor de acționare hidrostatică

deoarece simplifică esenţial calculele şi interpretarea rezultatelor. În acelaşi timp, din punct de vedere practic, este necesară şi studierea interacţiunii subsistemelor.

În cazul regulatoarelor de putere este posibilă apariţia unor fenomene tranzitorii ample periodice care pot periclita siguranţa întregului sistem. Alegerea neadecvată a elementelor de amortizare a supapelor, regulatoarelor şi a altor componente ale sistemelor de acţionare hidraulică poate conduce la distrugerea acestora prin oboseală.

În acest paragraf se studiază comportarea dinamică a unei transmisii hidrostatice a cărei pompă este echipată cu regulator de putere cu acţiune directă.

Calculele evidenţiază pericolul de instabilitate a sistemului datorită elementelor generatoare potenţiale de autooscilaţii. În calcule au fost considerate toate elementele de amortizare care pot fi executate şi evaluate precis.

Se studiază sistemul din figura 19.11, format dintr-o pompă cu pistoane axiale cu bloc înclinat, prevăzută cu regulator de putere, o supapă de limitare a presiunii cu comandă directă, un distribuitor hidraulic cu patru căi şi trei poziţii şi un motor hidraulic liniar (un cilindru hidraulic cu dublu efect şi tijă bilaterală, simetric).

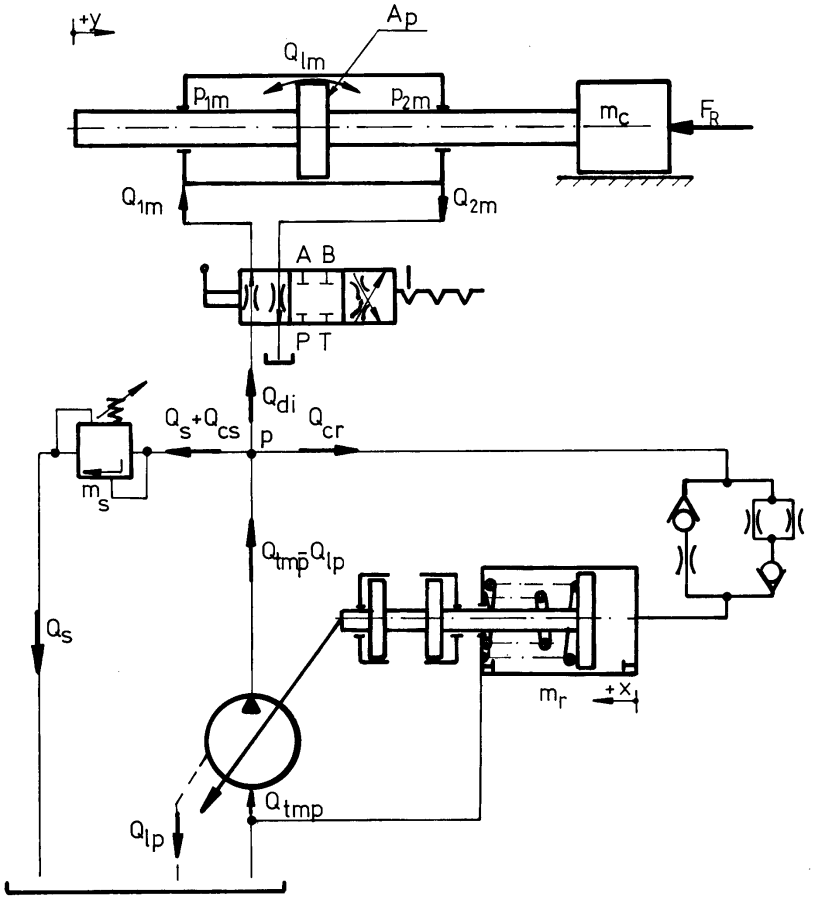


Fig. 19.11. Schema transmisiei hidrostatice echipate cu regulator de putere.

Mărimea considerată independentă este forța rezistentă redusă la tija cilindrului hidraulic. Pentru aceasta au fost considerate variații în treaptă de diferite amplitudini, determinându-se evoluția în timp a tuturor parametrilor hidraulici, cinematici şi dinamici ai sistemului.

19.7.2. Calculul regimului staționar al sistemului

Parametrii funcționali ai regimului staționar se obțin prin rezolvarea unui sistem de ecuații algebrice care caracterizează, pe de o parte, funcționarea fiecărui element şi, pe de altă parte, modul de cuplare a acestora pentru a forma sistemul considerat.

a) Ecuația de continuitate

Scurgerile motoarelor hidraulice liniare uzuale sunt practic nule. Aceeaşi remarcă este valabilă şi pentru distribuitoarele cu sertar cilindric. Ca urmare, ecuațiile de continuitate corespunzătoare subsistemului distribuitor - motor au forma:

$$Q_{1di} = Q_{1m} = Q_{tmm} + Q_{lm} \tag{19.179}$$

$$Q_{2di} = Q_{2m} = Q_{tmm} + Q_{lm} \tag{19.180}$$

În aceste relații: Q_{1di} este debitul care parcurge distribuitorul de la racordul de refulare al pompei spre racordul de admisie al motorului ($P \rightarrow A$); Q_{2di} - debitul care parcurge distribuitorul de la racordul de evacuare al motorului la rezervor ($B \rightarrow T$); Q_{1m} - debitul admis în motor; Q_{2m} - debitul evacuat din motor; Q_{tmm} - debitul teoretic mediu al motorului; Q_{lm} - debitul corespunzător scurgerilor interne ale motorului.

Expresiile acestor debite sunt:

$$Q_{tmm} = A_p \dot{y} \tag{19.181}$$

unde: A_p este aria pistonului, iar $\dot{y}$ - viteza acestuia;

$$Q_{1di} = Q_{2di} = Q_{1m} = Q_{2m} = Q_{di} \tag{19.182}$$

unde: Q_{di} reprezintă debitul mediu al celor două căi ale distribuitorului. Pentru majoritatea distribuitoarelor curgerea are un caracter turbulent, deci:

$$p - p_{1m} = K_{di} Q_{di}^2 \tag{19.183}$$

$$p_{2m} - p_T = K_{di} Q_{di}^2 \tag{19.184}$$

unde p este presiunea de refulare a pompei; p_{1m} - presiunea la admisia motorului; p_{2m} - presiunea la evacuarea motorului; $p_T \cong 0$ - presiunea din rezervorul sistemului; K_{di} - constanta pierderilor hidraulice prin distribuitor, calculabilă din caracteristica determinată experimental de producător.

Scurgerile interne ale motorului se produc în general în regim laminar:

$$Q_{lm} = K_{lm}\left(p_{1m} - p_{2m}\right) \tag{19.185}$$

Constanta K_{lm} se determină experimental, dar în mod normal este indicată de către producător.

Ecuația de continuitate în nodul pompă – regulator – supapă – distribuitor are forma:

$$Q_{tmp} = Q_{lp} + Q_s + Q_{di} \tag{19.186}$$

în cazul general supapa fiind deschisă.

Datorită simetriei distribuitorului şi motorului:

$$p_{1m} - p_{2m} = p - 2K_{di}Q_{di}^2 = p - 2\Delta p_{di} \tag{19.187}$$

unde:

$$\Delta p_{di} = K_{di}Q_{di}^2 \tag{19.188}$$

este căderea de presiune pe o cale a distribuitorului.

b) Ecuația de echilibru dinamic a motorului hidraulic liniar

Regimul staționar al motorului hidraulic rezultă din ecuația de echilibru dinamic a tijei şi sarcinii pentru accelerația nulă:

$$F_p - F_{fp} - F_{fu} - F_{fv} - F_R = 0 \tag{19.189}$$

în care: F_p este rezultanta forțelor de presiune pe pistonul motorului liniar; F_{fp} - forța de frecare introdusă de elementele de etanşare elastomerice solicitate de diferența de presiune dintre camerele motorului hidraulic; F_{fu} - forța de frecare corespunzătoare pretensionării elementelor de etanşare elastomerice simple sau compuse; F_{fv} - componenta de natură vâscoasă a forței de frecare din motorul hidraulic; F_R - forța rezistentă învinsă de tija motorului hidraulic.

Disocierea forțelor de frecare în funcție de cauzele care le generează este utilă deoarece ponderile acestor componente depind în mare măsură de tipul elementelor de etanşare şi ghidare ale pistonului şi tijei, de precizia execuției, gradul de contaminare a lichidului etc. În practică, componentele forței de frecare considerate se calculează cu următoarele relații:

$$F_{fp} = K_{fp}\left(p_{1m} - p_{2m}\right) \tag{19.190}$$

$$F_{fu} = 0{,}015F_{pmax} \tag{19.191}$$

$$F_{fv} = K_{fv}\dot{y} \tag{19.192}$$

Mărimile necunoscute pot fi estimate cu următoarele relații empirice:

$$K_{fp} = 0{,}05\frac{F_{p\max}}{p_{\max}} \tag{19.193}$$

$$K_{fv} = 0{,}01\frac{F_{p\max}}{\dot{y}_{\max}} \tag{19.194}$$

Aceste formule nu pot fi utilizate decât în calcule preliminare; pentru calculele precise este obligatorie determinarea experimentală a coeficienţilor componentelor forţelor de frecare.

19.7.3. Calculul regimului tranzitoriu al sistemului

Evoluţia parametrilor funcţionali ai sistemului în timpul unui regim tranzitoriu se determină prin integrarea unui sistem de ecuaţii diferenţiale şi algebrice, care diferă de cel considerat în cazul motorului ideal prin faptul că mărimea perturbatoare este cea reală – forţa rezistentă redusă la tija cilindrului hidraulic.

Prezenţa distribuitorului în schema sistemului creează o dificultate majoră din punctul de vedere al integrării numerice a sistemului de ecuaţii deoarece căderea de presiune pe distribuitor şi debitul care îl parcurge se condiţionează reciproc.

O altă problemă legată de prezenţa distribuitorului hidraulic este influenţa compresibilităţii lichidului aflat între distribuitor şi motor.

Într-o primă aproximaţie se admite că variaţiile de presiune generate de variaţiile forţei rezistente se transmit cu aceeaşi intensitate în tot spaţiul cuprins între pompă, motor, supapă şi regulator.

În acest caz, ecuaţia continuităţii corespunzătoare nodului pompă - motor - regulator - supapă capătă forma:

$$Q_{tmp} = Q_{lp} + Q_{cr} + Q_{cs} + Q_s + Q_\varepsilon + Q_{di} \tag{19.195}$$

unde:

$$Q_\varepsilon = \frac{V_t}{\varepsilon_e}\cdot\frac{dp}{dt} \tag{19.196}$$

Volumele de lichid supuse variaţiilor de presiune în camera de comandă a regulatorului şi în camera de comandă a supapei sunt neglijabile în raport cu volumul V_t; de asemenea, variaţiile presiunii în camera pasivă a cilindrului hidraulic sunt neglijabile faţă de cele ale presiunii p. Ca urmare, se poate neglija compresibilitatea lichidului din acest spaţiu de volum variabil.

Cu toate acestea, toate ipotezele simplificatoare admise în calcule pot fi evitate dacă viteza de calcul şi memoria calculatorului disponibil sunt suficient de mari.

Ecuația de mişcare a pistonului motorului hidraulic liniar are forma simplă:

$$m_c\ddot{y} = F_p - F_{fv} - F_{fp} - \text{sign}\dot{y}F_{fu} - F_R \tag{19.197}$$

în care m_c este masa totală a pistonului şi sarcinii.

Considerarea forțelor de frecare în această ecuație echivalează cu mărirea amortizării sistemului.

Neglijarea acestor forțe nu este rațională, deoarece rezultatele numerice sunt prea îndepărtate de cele experimentale, iar prezența lor în ecuația de mişcare nu complică esențial rețeaua de simulare numerică corespunzătoare.

19.7.4. Simularea numerică a comportării dinamice a transmisiei hidrostatice echipate cu regulator de putere

Elaborarea rețelei de simulare numerică a întregului sistem necesită două modificări majore în rețeaua corespunzătoare sistemului prevăzut cu motor ideal: considerarea ecuației de continuitate (19.195), scrisă sub forma:

$$\dot{p} = \frac{\varepsilon_e}{V_t}\left(Q_{tmp} - Q_{lp} - Q_{cr} - Q_{cs} - Q_s - Q_{di}\right) \tag{19.198}$$

şi a ecuației de mişcare a pistonului motorului hidraulic liniar (19.197) transcrisă sub forma:

$$\ddot{y} = \frac{F_p - F_{fv} - \text{sign}\dot{y}F_{fu} - F_{fp} - F_R}{m_c} \tag{19.199}$$

Aplicația 19.2. Simularea numerică a comportării dinamice a unei servopompe realizată cu regulator de putere

a) Definirea numerică a modelelor de simulare

Ca aplicație numerică se prezintă calculul hidraulic al regulatorului de putere care echipează pompa A2V55 produsă de firma HYDROMATIK.

Caracteristicile acestei pompe sunt: V_{pmax}= 55 cm^3/rot = $55\cdot10^{-3}$ m^3/rot; α_{max}= 25°; $\sin\alpha_{max}$= 0,4226; n = 1500 rot/min = 25 rot/s; R_m = 75 mm = $75\cdot10^{-3}$ m; d_c = 12 mm = $12\cdot10^{-3}$ m; η_{tp} = 0,9; m = 20 kg; R = 0,2 mm = $0{,}2\cdot10^{-3}$ m; L = 2,12 mm = $2{,}12\cdot10^{-3}$ m.

Alegerea parametrilor resoartelor necesită precizarea puterii de antrenare a pompei. Se consideră valoarea uzuală N = 25 CP = 18382 W şi se calculează următoarele mărimi:

$$\omega_p = \pi n_p / 30 = \pi \cdot 1500 / 30 \cong 157 \text{ rad/s}$$

$$D_{p\max} = V_{p\max} / 2\pi = 55\cdot10^{-6} / 2\pi = 8{,}753\cdot10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$$

$$K_D = \frac{D_{p\max}}{\sin\alpha_{\max}} = \frac{8{,}753\cdot10^{-6}}{0{,}4226} = 2{,}071\cdot10^{-5}\ \text{m}^3/\text{rad}$$

$$s_{\max} = R_m \sin\alpha_{\max} = 75\cdot10^{-3}\cdot0.4226 = 31{,}7\cdot10^{-3}\ \text{m}$$

$$K_N = \frac{N\eta_{tp}R_m}{\omega_p K_D} = \frac{18382\cdot0{,}9\cdot75\cdot10^{-3}}{157\cdot2{,}071\cdot10^{-5}} = 3{,}816\cdot10^5\ \text{Nrad/m}$$

$$A_c = \pi d_c^2/4 = \pi\left(12\cdot10^{-3}\right)^2/4 = 1{,}13\cdot10^{-4}\ \text{m}^2$$

Ecuația curbei de putere constantă este:

$$x_N(p) = 0{,}0317 - \frac{3{,}816\cdot10^5}{p}$$

Pentru trasarea acestei curbe (fig. A.19.2-1) se întocmeşte tabelul A.19.2-1. Se aleg următoarele puncte de tangență între dreptele regulatorului şi curba ideală:

$$x_{N1} = 6{,}26\cdot10^{-3}\ \text{m};\quad p_{N1} = 150\cdot10^5\ \text{N/m}^2;$$

$$x_{N2} = 17{,}57\cdot10^{-3}\ \text{m};\quad p_{N2} = 270\cdot10^5\ \text{N/m}^2.$$

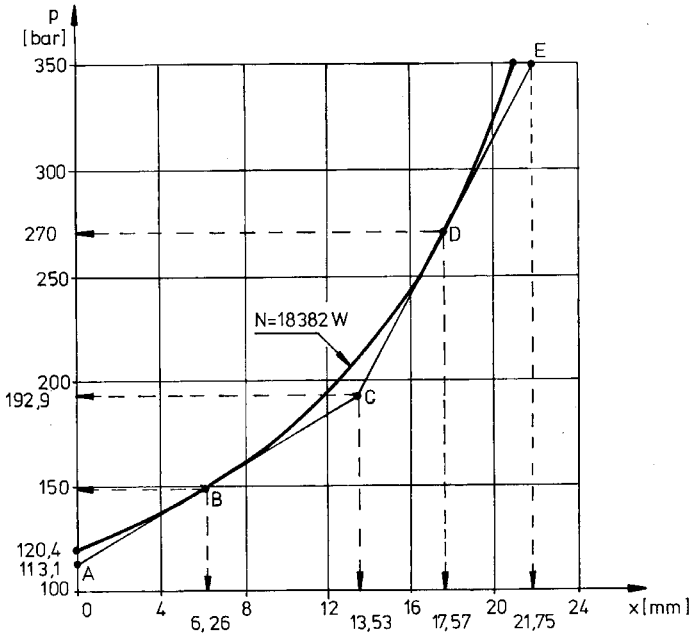


Fig. A.19.2-1. Caracteristica statică a regulatorului de putere al pompei A2V55.

Din figura 19.5 se calculează coeficienții:

$$K_b = F_b / p = 540/150\cdot 10^5 = 3{,}6\cdot 10^{-5}\ \text{m}^2$$

$$K_p = A_c + K_b = 1{,}13\cdot 10^{-4} + 0{,}36\cdot 10^{-4} = 1{,}49\cdot 10^{-4}\ \text{m}^2$$

şi apoi parametrii resoartelor:

$$K_1 = \frac{K_N K_p}{(s_{max} - x_{N1})^2} = \frac{3{,}816\cdot 10^5 \cdot 1{,}49\cdot 10^{-4}}{(31{,}7\cdot 10^{-3} - 6{,}26\cdot 10^{-3})^2} = 87854\ \text{N/m}$$

$$K_2 = \frac{K_N K_p}{(s_{max} - x_{N2})^2} - K_1 = \frac{3{,}816\cdot 10^5 \cdot 1{,}49\cdot 10^{-4}}{(31{,}7\cdot 10^{-3} - 17{,}57\cdot 10^{-3})^2} - 87854 = 196926\ \text{N/m}$$

$$x_{01} = \frac{p_{N1}K_p - K_1 x_{N1}}{K_1} = \frac{150\cdot 10^5 \cdot 1{,}49\cdot 10^{-4} - 87854\cdot 6{,}26\cdot 10^{-3}}{87854} = 19{,}18\cdot 10^{-3}\ \text{m}$$

$$x_{02} = \frac{K_1 x_{01} + K_{N2}(K_1 + K_2) - p_{N2}K_p}{K_2} =$$

$$= \frac{87854\cdot 19{,}18\cdot 10^{-3} + 17{,}57\cdot 10^{-3}(87854 + 196926) - 270\cdot 10^5 \cdot 1{,}49\cdot 10^{-4}}{196926} =$$

$$= 13{,}53\cdot 10^{-3}\ \text{m}$$

Tabelul A.19.2-1

p [bar]	x_N [mm]	p [bar]	x_N [mm]	p [bar]	x_N [mm]
120,4	0	200,0	12,62	280,0	18,07
130,0	2,34	210,0	13,53	290,0	18,54
140,0	4,34	220,0	14,35	300,0	18,98
150,0	6,26	230,0	15,11	310,0	19,39
160,0	7,85	240,0	15,80	320,0	19,77
170,0	9,25	250,0	16,44	330,0	20,10
180,0	10,50	260,0	17,02	340,0	20,48
190,0	11,61	270,0	17,57	350,0	20,79

Se poate calcula în continuare presiunea de începere a acțiunii regulatorului,

$$p(0) = \frac{K_1 x_{01}}{K_p} = \frac{87854\cdot 19{,}18\cdot 10^{-3}}{1{,}49\cdot 10^{-4}} \cong 113\cdot 10^5\ \text{N/m}^2$$

presiunea de începere a comprimării resortului liber,

$$p(x_{02}) = \frac{K_1(x_{01} + x_{02})}{K_p} = \frac{87854(19{,}18 \cdot 10^{-3} + 13{,}53 \cdot 10^{-3})}{1{,}49 \cdot 10^{-4}} = 192{,}9 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

şi cursa pistonului cilindrului hidraulic:

$$x_{max} = x(p_{max}) = \frac{p_{max} K_p + K_2 x_{02} - K_1 x_{01}}{K_1 + K_2} =$$

$$= \frac{350 \cdot 10^5 \cdot 1{,}49 \cdot 10^{-4} + 196926 \cdot 13{,}53 \cdot 10^{-3} - 87854 \cdot 19{,}18 \cdot 10^{-3}}{87854 + 196926}$$

$$= 21{,}75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Capacitatea pompei variază în funcție de presiune după relațiile:

$$D_p(p) = 2{,}071 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0{,}4226 - \left(\frac{p \cdot 1{,}49 \cdot 10^{-4}}{87854} - 19{,}18 \cdot 10^{-3} \right)}{0{,}075} =$$

$$= 2{,}071 \cdot 10^{-5} \left[0{,}4226 - 13{,}33 \cdot (1{,}696 \cdot 10^{-6} \cdot p - 19{,}18) \right]$$

pentru $x \le 13{,}53 \cdot 10^{-3}$ m; şi

$$D_p(p) = 2{,}071 \cdot 10^{-5} \left(0{,}4226 - \frac{1}{0{,}075} \cdot \right.$$

$$\left. \cdot \frac{1{,}49 \cdot 10^{-4} \cdot p + 196926 \cdot 13{,}53 \cdot 10^{-3} - 87854 \cdot 19{,}18 \cdot 10^{-3}}{87854 + 196926} \right) =$$

$$= 2{,}071 \cdot 10^{-5} \left[0{,}4226 - 4{,}681 \cdot 10^{-5} (1{,}49 \cdot 10^{-4} p + 979{,}4) \right]$$

pentru $x > 13{,}53 \cdot 10^{-3}$ m.

Debitul teoretic al pompei se calculează cu relația:

$$Q_{tmp}(p) = 157 D_p(p) \text{ , deci:}$$

$$Q_{tmp\,max} = Q_{tmp}(0) = 157 D_p(0) = 157 D_{p\,max} = 157 \cdot 8{,}753 \cdot 10^{-6} =$$

$$= 1{,}374 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se admite pentru randamentul volumic al pompei valoarea uzuală

$$\eta_{vp}(p_{max}) = 0{,}95 \text{ la } p_{max} = 350 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ , rezultând:}$$

$$K_{lp} = \frac{Q_{tmp}(0) \cdot [1 - \eta_{vp}(p_{max})]}{p_{max}} = \frac{1{,}374 \cdot 10^{-3}(1 - 0{,}95)}{350 \cdot 10^5} =$$

$$= 1{,}963 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{Ns}$$

şi $K_{lpm} = 2K_{lp} = 3{,}926 \cdot 10^{-12}$ m^5/Ns

Dacă se neglijează influența droselelor auxiliare, din condiția $\zeta_{opt} = 0{,}7$ rezultă raza optimă a droselului principal, corespunzătoare funcționării ambelor resoarte (cazul cel mai dezavantajos din punctul de vedere al stabilității în cadrul modelului liniarizat al regulatorului):

$$R_{opt} = \sqrt[4]{\frac{8(\pi+2)^2 \eta L_{opt} A_c^2}{\pi^3 \zeta_{opt} \sqrt{m(K_1+K_2)}}}$$

Considerând un ulei uzual cu viscozitatea dinamică $\eta = 2{,}72 \cdot 10^{-2}$ Ns/m^2 şi densitatea $\rho = 900$ kg/m^3 se obține:

$$R_{opt} = \sqrt[4]{\frac{8(\pi+2)^2 \cdot 2{,}27 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}12 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}13^2 \cdot 10^{-8}}{\pi^3 \cdot 0{,}7 \cdot \sqrt{20 \cdot (87854+196926)}}} = 0{,}23 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

Pentru a determina raza maximă a droselului principal care asigură stabilitatea regulatorului trebuie să se precizeze valoarea raportului V_t / ε_e. Uzual $V_t = (0{,}1 \ldots 10) \cdot 10^{-3}$ m^3 iar $\varepsilon_e = (4000 \ldots 10000) \cdot 10^5$ N/m^2. Se adoptă ca valoare caracteristică $V_t / \varepsilon_e = 1 \cdot 10^{-3} / 7000 \cdot 10^5$ şi se calculează mărimile:

$$a = \frac{V_t}{\varepsilon_e} K_{lpm} = 1{,}43 \cdot 10^{-12} \cdot 3{,}926 \cdot 10^{-12} = 5{,}61 \cdot 10^{-24}$$

$$b = \frac{V_t^2}{\varepsilon_e^2}(K_1+K_2) + \frac{V_t}{\varepsilon_e} K_p A_c + mK_{lpm}^2 = (1{,}43 \cdot 10^{-12})^2 (87854 +$$

$$+ 196926) + 1{,}43 \cdot 10^{-12} \cdot 1{,}49 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}13 \cdot 10^{-4} + 20(3{,}926 \cdot 10^{-12})^2 \cong$$

$$\cong 5{,}83 \cdot 10^{-19} + 2{,}40 \cdot 10^{-20} + 3{,}08 \cdot 10^{-22} \cong 6{,}07 \cdot 10^{-19}$$

$$c = mK_p \left(K_{lpm} A_c - \frac{V_t}{\varepsilon_e} \cdot \frac{\omega_p \cdot K_D}{R_m} \right) =$$

$$= 20 \cdot 1{,}49 \cdot 10^{-4} (3{,}926 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}13 \cdot 10^{-4} - 1{,}43 \cdot 10^{-12} \cdot 1{,}57 \cdot 10^2 \cdot 2{,}071 \cdot 10^{-5} \cdot 13{,}33) \cong$$

$$\cong 2{,}98 \cdot 10^{-3} (4{,}43 \cdot 10^{-16} - 6{,}2 \cdot 10^{-14}) \cong -1{,}834 \cdot 10^{-16}$$

$$b^2 - 4ac \cong (6{,}07 \cdot 10^{-19})^2 + 4 \cdot 5{,}61 \cdot 10^{-24} \cdot 1{,}834 \cdot 10^{-16} =$$

$$= 3{,}684 \cdot 10^{-37} + 4{,}14 \cdot 10^{-39} = 10^{-37}(3{,}684 + 0{,}041) =$$

$$= 3{,}725 \cdot 10^{-37}$$

Se constată că $b^2 >> 4ac$, deci condiția de stabilitate devine practic $K_a > 0$ şi nu poate fi utilizată pentru a determina raza maximă a droselului principal.

În scopul cercetării prin simulare numerică a comportării dinamice a regulatorului se calculează următoarele mărimi:

$$A_d = \frac{\pi R^2}{2} = \frac{\pi \cdot \left(0{,}2 \cdot 10^{-3}\right)^2}{2} = 6{,}28 \cdot 10^{-8}\ \text{m}^2 = 0{,}0628\ \text{mm}^2$$

$$P_d = R(\pi + 2) = 0{,}2 \cdot 10^{-3}(\pi + 2) = 1{,}028 \cdot 10^{-3}\ \text{m} = 1{,}028\ \text{mm}$$

$$D_h = \frac{2\pi R}{\pi + 2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0{,}2 \cdot 10^{-3}}{\pi + 2} = 0{,}244 \cdot 10^{-3}\ \text{m} = 0{,}244\ \text{mm}$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{2{,}72 \cdot 10^{-2}}{900} = 30{,}22 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s},$$

$$K_R = \frac{8\pi}{(2+\pi)^2 \nu L} = 1{,}484 \cdot 10^{7}\ \text{s/m}^3,$$

$$K_{dl} = \frac{16\eta L(\pi+2)^2}{\pi^3 R^4} = \frac{16 \cdot 2{,}72 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}12 \cdot 10^{-3}(\pi+2)^2}{\pi^3\left(0{,}2 \cdot 10^{-3}\right)^4} = 4{,}916 \cdot 10^{11}\ \text{Ns/m}^5$$

$$K_{dt} = \frac{2A_d^2}{\rho} = \frac{2\left(6{,}28 \cdot 10^{-8}\right)^2}{900} = 8{,}764 \cdot 10^{-18}\ \text{m}^7/\text{kg}.$$

Se admite că droselul din capacul arcului are lungimea L_1= 6 mm şi este realizat între o tijă având diametrul $\varnothing 16\,\text{d}8\left(^{-0{,}050}_{-0{,}077}\right)$ şi un alezaj cu diametrul $\varnothing 16\left(^{+0{,}300}_{+0{,}200}\right)$. Jocul radial are următoarele valori caracteristice:

$$j_{min} = \frac{0{,}2 + 0{,}05}{2} = 0{,}125\ \text{mm} = 0{,}125 \cdot 10^{-3}\ \text{m},$$

$$j_{med} = \frac{0{,}25 + 0{,}063}{2} \cong 0{,}157\ \text{mm} = 0{,}157 \cdot 10^{-3}\ \text{m},$$

$$j_{max} = \frac{0{,}3 + 0{,}077}{2} \cong 0{,}188\ \text{mm} = 0{,}188 \cdot 10^{-3}\ \text{m}.$$

Acestor jocuri le corespund următoarele valori ale coeficientului de amortizare vâscoasă:

$$K''_{a1max} = \frac{3\pi\eta L_1 \left(D_1 / j_{1min}\right)^3}{4} = \frac{3 \cdot \pi \cdot 2{,}72 \cdot 10^{-2} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \left(16 \cdot 10^{-3} / 0{,}125 \cdot 10^{-3}\right)^3}{4} \cong 806 \text{ Ns/m},$$

$$K''_{a1med} = \frac{3\pi\eta L_1 \left(D_1 / j_{1med}\right)^3}{4} = \frac{3 \cdot \pi \cdot 2{,}72 \cdot 10^{-2} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \left(16 \cdot 10^{-3} / 0{,}157 \cdot 10^{-3}\right)^3}{4} \cong 407 \text{ Ns/m},$$

$$K''_{a1min} = \frac{3\pi\eta L_1 \left(D_1 / j_{1max}\right)^3}{4} = \frac{3 \cdot \pi \cdot 2{,}72 \cdot 10^{-2} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \left(16 \cdot 10^{-3} / 0{,}188 \cdot 10^{-3}\right)^3}{4} \cong 237 \text{ Ns/m}.$$

Pentru droselul din capacul regulatorului se consideră o lungime $L_2 = 7$ mm, un alezaj de diametru $\varnothing 29\binom{+0,2}{0}$ şi o tijă de diametru $\varnothing 29\binom{-0,2}{-0,4}$. În acest caz,

$$j_{min} = 0{,}1 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \; j_{med} = 0{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \; j_{max} = 0{,}3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

şi

$$K''_{a2med} = \frac{3\pi\eta L_2 \left(D_2^2 - d_c^2\right)^2}{4 D_2 j_{2med}^3} = \frac{3 \cdot \pi \cdot 2{,}72 \cdot 10^{-2} \cdot 7 \cdot 10^{-3} \left(29^2 \cdot 10^{-6} - 12^2 \cdot 10^{-6}\right)}{4 \cdot 29 \cdot 10^{-3} \left(0{,}2 \cdot 10^{-3}\right)^3} \cong 939 \text{ Ns/m}$$

Revenirea cilindrului hidraulic sub acțiunea resoartelor este relativ lentă. Viteza de revenire poate fi mărită dacă se şuntează droselul din capacul regulatorului cu ajutorul unui orificiu desenat punctat în figura 19.3.

Simularea numerică a micilor oscilații cu ajutorul funcției de transfer necesită calculul coeficienților acesteia. Se admite :

$$K'_a = K'_{a1} = K_{dl} A_c^2 = 4{,}916 \cdot 10^{11} \cdot \left(1{,}13 \cdot 10^{-4}\right)^2 = 6277 \text{ Ns/m}$$

şi

$$K''_{a1med} = K''_{a2} = K''_a = 407 \text{ Ns/m},$$

deci

$$K_a = K'_a + K''_a = 6277 + 407 = 6684 \quad \text{Ns/m}$$

Se consideră $K_e = K_1 + K_2 = 87854 + 196926 = 284780$ N/m. Coeficienții variabili ai funcției de transfer sunt:

$$a_2 = \frac{mK_{lpm} + K_a V_t / \varepsilon_e}{mV_t / \varepsilon_e} = \frac{20 \cdot 3{,}926 \cdot 10^{-12} + 6684 \cdot 1{,}43 \cdot 10^{-12}}{20 \cdot 1{,}43 \cdot 10^{-12}} = 337\ \text{s}^{-1}$$

$$a_1 = \frac{K_a K_{lpm} + K_e V_t / \varepsilon_e + K_p A_c}{mV_t / \varepsilon_e} =$$

$$= \frac{6684 \cdot 3{,}926 \cdot 10^{-12} + 284780 \cdot 1{,}43 \cdot 10^{-12} + 1{,}49 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}13 \cdot 10^{-4}}{20 \cdot 1{,}43 \cdot 10^{-12}} = 15745\ \text{s}^{-2}$$

$$a_0 = \frac{K_e K_{lpm} + K_p \omega_p K_D / R_m}{mV_t / \varepsilon_e} =$$

$$= \frac{284780 \cdot 3{,}926 \cdot 10^{-12} + 1{,}49 \cdot 10^{-4} \cdot 157 \cdot 2{,}071 \cdot 10^{-5} / 0{,}075}{20 \cdot 1{,}43 \cdot 10^{-12}} = 264896\ \text{s}^{-3}$$

$$b_1 = K_a / m = 6684 / 20 = 334\ \text{s}^{-1}$$

$$b_0 = K_e / m = 284780 / 20 = 14239\ \text{s}^{-2}$$

$$C = \varepsilon_e / V_t = 7 \cdot 10^3 \cdot 10^5 / 10^{-3} = 7 \cdot 10^{11}\ \text{N/m}^5$$

Funcția de transfer a regulatorului devine:

$$\frac{\Delta p(s)}{\Delta Q_{tmm}(s)} = -7 \cdot 10^{11} \cdot \frac{s^2 + 334s + 14239}{s^3 + 337s^2 + 15745s + 264896}$$

Pulsația naturală a regulatorului are valoarea maximă:

$$\omega_{n\,max} = \sqrt{\frac{K_1 + K_2}{m}} = \sqrt{\frac{87854 + 196926}{20}} \cong 119\ \text{rad/s}$$

căreia îi corespunde valoarea minimă a factorului de amortizare:

$$\zeta_{min} = \frac{K_a}{2\sqrt{m(K_1 + K_2)}} = \frac{6684}{2\sqrt{20 \cdot 284780}} \cong 1{,}4$$

Supapa de limitare a presiunii este definită prin următorii parametri uzuali: $d_s = 6 \cdot 10^{-3}$ m; $K_{es} = 25000$ N/m; $m_s = 17{,}6 \cdot 10^{-3}$ kg; $c_{ds} = 0{,}61$; $c_{vs} = 0{,}98$; $\theta = 69^o$; $l_s =$

$6\cdot10^{-3}$ m; $L_s = 12\cdot10^{-3}$ m; $j_s = 0{,}06\cdot10^{-3}$ m; $x_{0s} = 39{,}58\cdot10^{-3}$ m; $p_{s0} = 350\cdot10^5$ N/m^2; $V_{cs}= 0{,}1\cdot10^{-6}$ m^3 << $V_t = 10^{-3}$ m^3.

Ceilalți parametri hidraulici sunt:

$$K_{hs} = 2\pi d_s c_{ds} c_{vs} \cos\theta = 2\cdot\pi\cdot6\cdot10^{-3}\cdot0{,}61\cdot0{,}98\cdot\cos69^0 = 8{,}07\cdot10^{-3}\ \text{m}$$

$$K'_{ht} = \pi d_s c_{ds} L_s\sqrt{2\rho} = \pi\cdot6\cdot10^{-3}\cdot0{,}61\cdot12\cdot10^{-3}\sqrt{2\cdot900} = 5{,}85\cdot10^{-3}\ \text{kg}^{0,5}\text{m}^{0,5}$$

$$K''_{ht} = \pi d_s c_{ds} L_s\sqrt{\frac{\rho}{2}} = \pi\cdot6\cdot10^{-3}\cdot0{,}61\cdot12\cdot10^{-3}\sqrt{\frac{900}{2}} = 2{,}93\cdot10^{-3}\ \text{kg}^{0,5}\text{m}^{0,5}$$

$$K_{fv} = \frac{2\pi d_s l_s \eta}{j_s} = \frac{2\pi\cdot6\cdot10^{-3}\cdot2{,}72\cdot10^{-2}}{6\cdot10^{-5}} = 0{,}1\ \text{Ns/m}\quad\text{(neglijabil)}$$

$$K_{dls} = \frac{12\eta l_s}{\pi d_s j_s^3} = \frac{12\cdot2{,}72\cdot10^{-2}\cdot6\cdot10^{-3}}{\pi\cdot6\cdot10^{-3}\left(6\cdot10^{-5}\right)^3} = 4{,}8\cdot10^{11}\ \text{Ns/m}^5$$

$$K_s = \pi d_s c_{ds}\sqrt{\frac{2}{\rho}} = \pi\cdot6\cdot10^{-3}\cdot0{,}61\sqrt{\frac{2}{900}} = 5{,}42\cdot10^{-4}\ \text{kg}^{-0,5}\text{m}^{2,5}$$

În cazul transmisiei hidrostatice echipate cu regulator de putere au fost considerați următorii parametri numerici suplimentari:

$$A_p = \frac{\pi\left(D_p^2 - d_t^2\right)}{4} = \frac{\pi\cdot\left[\left(50\cdot10^{-3}\right)^2 - \left(25\cdot10^{-3}\right)^2\right]}{4} = 1{,}472\cdot10^{-3}\ \text{m}^2$$

$$\dot{y}_{max} = \frac{Q_{tmpmax}}{A_p} = \frac{1{,}374\cdot10^{-3}}{1{,}472\cdot10^{-3}} = 0{,}933\ \text{m/s}$$

$$F_{pmax} = A_p\left(p_{1m} - p_{2m}\right)_{max} = 1{,}472\cdot10^{-3}\cdot350\cdot10^5 = 51520\ \text{N}$$

$$K_{lp} = 1{,}963\cdot10^{-12}\ \text{m}^5/\text{Ns}$$

$$K_{lm} = \frac{Q_{tmm}}{p_{max}}\cdot\frac{1-\eta_{vm}\left(p_{max}\right)}{\eta_{vm}\left(p_{max}\right)} = \frac{1{,}374\cdot10^{-3}\left(1-0{,}95\right)}{350\cdot10^5\cdot0{,}95} = 2{,}066\cdot10^{-12}\ \text{m}^5/\text{Ns}$$

$$K_{fp} = \frac{0{,}05F_{pmax}}{p_{max}} = \frac{0{,}05\cdot51520}{350\cdot10^5} = 7{,}36\cdot10^{-5}\ \text{m}^2$$

$$K_{fv} = \frac{0{,}01F_{pmax}}{\dot{y}_{max}} = \frac{0{,}01\cdot51520}{0{,}933} = 552{,}2\ \text{Ns/m}$$

$$F_{fu} = 0{,}015F_{p\max} = 0{,}015 \cdot 51520 = 772{,}8 \text{ N}$$

Parametrii funcționali corespunzători punctului A de pe caracteristica de regim staționar au următoarele valori:

$$x_A = 0;\ p_A = 113{,}09 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2;\ D_p = 8{,}752 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$$

$$Q_{tmp} = 1{,}374 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{di} = 1{,}374 \cdot 10^{-3} - 2{,}22 \cdot 10^{-5} = 1{,}352 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Conform catalogului de fabricație al firmei BOSCH, pentru un distribuitor cu diametrul nominal al orificiilor de 10 mm (DN 10), coeficientul K_{di} se poate determina din diagrama experimentală prezentată în figura A.19.2-2:

$$K_{di} = \frac{5 \cdot 10^5}{(64{,}32/60000)^2} = 4{,}351 \cdot 10^{11} \text{ Ns}^2/\text{m}^8$$

$$\Delta p_{di} = 4{,}351 \cdot 10^{11}\left(1{,}352 \cdot 10^{-3}\right)^2 = 7{,}953 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$p_{1m} = 113{,}09 \cdot 10^5 - 7{,}953 \cdot 10^5 = 105{,}137 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

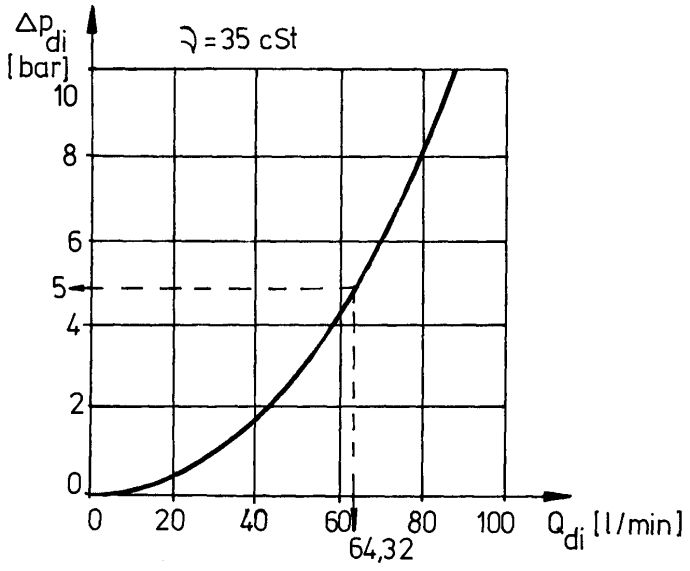


Fig. A.19.2-2. Caracteristica experimentală a unui distribuitor DN10.

Rezultă:

$$\Delta p_{di} = 4{,}351 \cdot 10^{11} \cdot \left(1{,}352 \cdot 10^{-3}\right)^2 = 7{,}953 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$p_{1m} = 113{,}09 \cdot 10^5 - 7{,}953 \cdot 10^5 = 105{,}137 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$p_{2m} \cong 7{,}953 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$Q_{lm} = 2{,}066 \cdot 10^{-12} \cdot \left(105{,}137 \cdot 10^5 - 7{,}953 \cdot 10^5\right) = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{tmm/A} = 1{,}352 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-5} = 1{,}332 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$F_p(A) = 1{,}472 \cdot 10^{-3} \cdot \left(105{,}137 \cdot 10^5 - 7{,}953 \cdot 10^5\right) = 14305 \text{ N}$$

$$\dot{y}(A) = 1{,}332 \cdot 10^{-3} / 1{,}472 \cdot 10^{-3} = 0{,}905 \text{ m/s}$$

Parametrii funcționali corespunzători punctului B de pe caracteristica de regim staționar au următoarele valori:

$x_B = 6{,}26 \cdot 10^{-3}$ m; $p_B = 150 \cdot 10^5$ N/m^2; $D_p = 7{,}023 \cdot 10^{-6}$ m^3/rad;
$Q_{tmp}(B) = 1{,}102 \cdot 10^{-3}$ m^3/s; $Q_{lp} = 2{,}944 \cdot 10^{-5}$ m^3/s; $Q_{di} = 1{,}072 \cdot 10^{-3}$ m^3/s;

$p_{1m} = 145 \cdot 10^5$ N/m^2; $p_{2m} = 5 \cdot 10^5$ N/m^2; $Q_{lm} = 2{,}892 \cdot 10^{-5}$ m^3/s;

$Q_{tmm}(B) = 1{,}043 \cdot 10^{-3}$ m^3/s; $\dot{y}(B) = 0{,}708$ m/s; $F_p(B) = 20608$ N.

În punctul de regim staționar C, supapa fiind închisă, rezultă:

$x_C = 13{,}53 \cdot 10^{-3}$ m; $p_C = 192{,}9 \cdot 10^5$ N/m^2; $D_p = 5{,}016 \cdot 10^{-6}$ m^3/rad;

$Q_{tmp}(C) = 7{,}875 \cdot 10^{-4}$ m^3/s; $Q_{lp} = 3{,}786 \cdot 10^{-5}$ m^3/s; $Q_{di} = 0{,}75 \cdot 10^{-3}$ m^3/s;

$\Delta p_{di} = 2{,}45 \cdot 10^5$ N/m^2; $p_{1m} = 190{,}45 \cdot 10^5$ N/m^2; $p_{2m} \cong 2{,}45 \cdot 10^5$ N/m^2;

$Q_{lm} = 3{,}884 \cdot 10^{-5}$ m^3/s; $Q_{tmm}(C) = 0{,}711 \cdot 10^{-3}$ m^3/s; $F_p(C) = 27673$ N.

În punctul de regim staționar D, supapa fiind închisă, rezultă:

$x_D = 17{,}57 \cdot 10^{-3}$ m; $p_D = 270 \cdot 10^5$ N/m^2; $D_p = 3{,}9 \cdot 10^{-6}$ m^3/rad;

$Q_{tmp}(D) = 6{,}123 \cdot 10^{-4}\ m^3/s;\ Q_{lp} = 5{,}3 \cdot 10^{-5}\ m^3/s;\ Q_{di} = 0{,}559 \cdot 10^{-3}\ m^3/s;$

$\Delta p_{di} = 1{,}36 \cdot 10^5\ N/m^2;\ p_{1m} = 268{,}64 \cdot 10^5\ N/m^2;\ p_{2m} = 1{,}36 \cdot 10^5\ N/m^2;$

$Q_{lm} = 5{,}522 \cdot 10^{-5}\ m^3/s;\ Q_{tmm}(D) = 0{,}0504 \cdot 10^{-3}\ m^3/s;\ \dot{y}(D) = 0{,}342\ m/s;$

$F_p(D) = 39343\ N.$

Cel mai important punct de regim staţionar este E (supapa începe să se deschidă). În acest caz:

$x_E = 21{,}75 \cdot 10^{-3}\ m;\ p_E = 350 \cdot 10^5\ N/m^2;\ D_p = 2{,}746 \cdot 10^{-6}\ m^3/rad;$

$Q_{tmp}(E) = 4{,}311 \cdot 10^{-4}\ m^3/s;\ Q_{lp} = 6{,}87 \cdot 10^{-5}\ m^3/s;\ Q_{di} = 0{,}3624 \cdot 10^{-3}\ m^3/s;$

$\Delta p_{di} = 0{,}571 \cdot 10^5\ N/m^2;\ p_{1m} = 349{,}43 \cdot 10^5\ N/m^2;\ p_{2m} \cong 0{,}571 \cdot 10^5\ N/m^2;$

$Q_{lm} = 7{,}207 \cdot 10^{-5}\ m^3/s;\ Q_{tmm}(E) = 2{,}9 \cdot 10^{-4}\ m^3/s;\ \dot{y}(E) = 0{,}197\ m/s;$

$F_p(E) = 51352\ N.$

b) Experimente de simulare numerică pentru cazul transmisiei hidrostatice cu motor rotativ

În acest caz, experimentele de simulare au avut următoarele obiective:

a) studiul regimurilor tranzitorii generate de variaţiile de mică amplitudine ale debitului absorbit de motorul hidraulic;

b) studiul regimurilor tranzitorii generate de variaţiile de mare amplitudine ale debitului absorbit de motorul hidraulic;

c) argumentarea utilizării unui drosel cu dublu efect;

d) calculul vitezei de impact a tijei cilindrului hidraulic al regulatorului cu capacul resoartelor, în condiţii extreme.

Răspunsul la semnale de mică amplitudine a fost studiat cu ajutorul funcţiei de transfer; au fost considerate: un semnal treaptă pozitiv ($\Delta Q_{tmm} = Q_D - Q_C$) şi unul negativ ($\Delta Q_{tmm} = Q_E - Q_D$) în jurul punctului D de pe caracteristica regulatorului (fig. A.19.2-3). Răspunsul modelului liniar la semnale negative este practic aperiodic în timp ce răspunsul modelului neliniar este oscilatoriu amortizat. În cazul semnalelor pozitive de mică amplitudine cele două răspunsuri sunt practic identice.

Răspunsul în frecvenţă a fost studiat în jurul aceluiaşi punct de funcţionare (D) considerând un semnal de amplitudine mică: $\Delta Q_{tmm} = 0{,}5(Q_C - Q_D)$. Diagramele atenuare - pulsaţie şi fază - pulsaţie (fig. A.19.2-4) evidenţiază o atenuare rapidă a

semnalului la pulsații relativ mici, datorită pulsației naturale reduse a sistemului (119 rad/s).

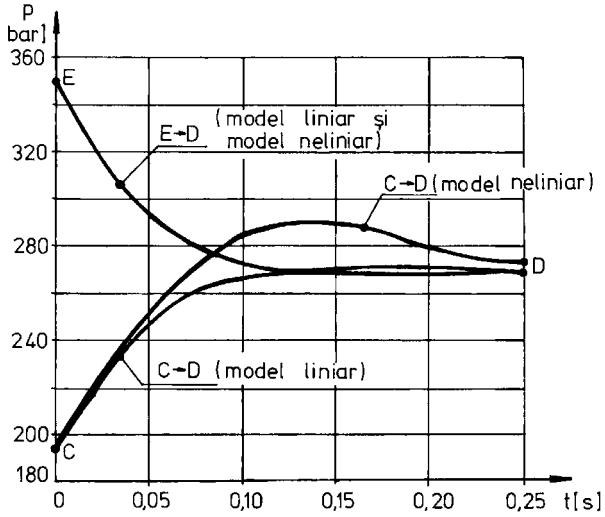


Fig. A.19.2-3. Răspunsul regulatorului la semnale treaptă de debit de mică amplitudine (model liniarizat).

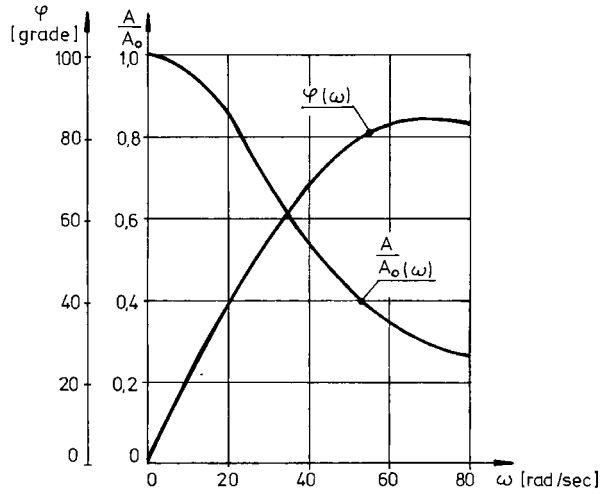


Fig. A.19.2-4. Diagramele atenuare-frecvență și fază frecvență obținute prin simulare numerică.

Răspunsul la semnale negative de mare amplitudine a fost studiat cu modelul neliniar complet (cu supapă de limitare a presiunii). Dacă presiunea de refulare a pompei nu atinge valoarea de începere a deschiderii supapei, răspunsul este oscilatoriu slab amortizat (fig. A.19.2-5, curba AB). Intervenția supapei

asigură amortizarea rapidă a oscilațiilor presiunii prin reducerea energiei totale a sistemului (fig. A.19.2-5, curbele AC, AD, AE şi AO).

Dinamica supapei este mult mai rapidă decât cea a regulatorului, deoarece pulsația sa naturală este de zece ori mai mare:

$$\omega_s = \sqrt{\frac{K_s}{m_s}} = \sqrt{\frac{25000}{17{,}60 \cdot 10^{-3}}} \cong 1190 \text{ rad/s}.$$

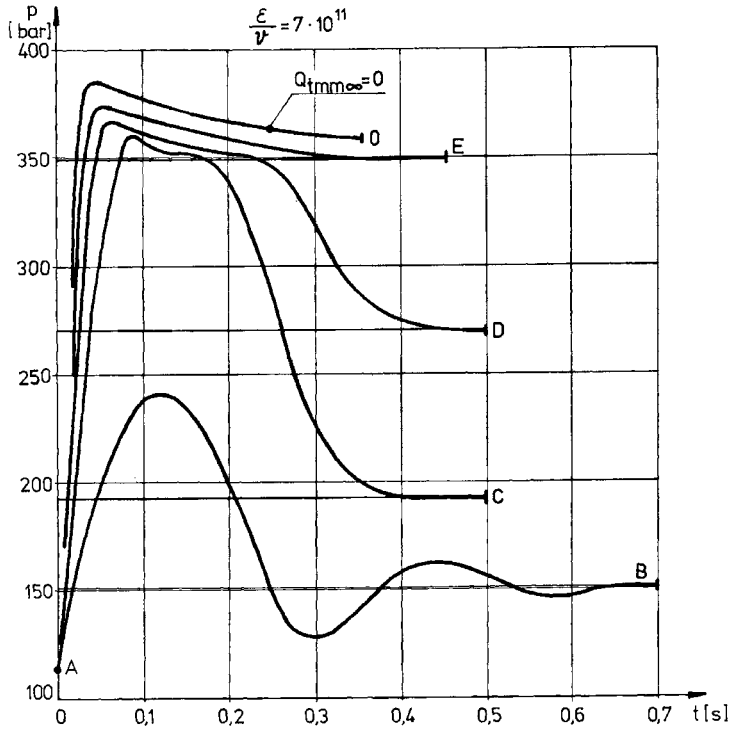


Fig. A.19.2-5. Răspunsul regulatorului la semnale treaptă de debit negative ample (model neliniar).

Răspunsul la semnale negative de mare amplitudine a fost studiat cu modelul neliniar simplificat, corespunzător utilizării unui drosel principal cu simplu efect (fix). S-a pus astfel în evidență (figura A.19.2-6) efectul favorabil al droselului cu dublu efect, a cărui rezistență hidraulică este mult mai mică în cazul creşterii capacității pompei ($\dot{x} < 0$) decât în cazul scăderii acesteia ($\dot{x} > 0$).

În cazul semnalelor negative de tip treaptă există pericolul apariției cavitației. Acest fenomen este evitat în practică prin procedee specifice, adecvate îndeosebi sarcinilor negative ale motoarelor. Considerarea unor elemente hidraulice anticavitaționale în schema sistemului de reglare a puterii este posibilă, dar conduce la modele matematice mult mai complexe decât cel prezentat.

Evoluția în timp a principalilor parametri ai procesului tranzitoriu generat de un semnal treaptă amplu negativ este prezentată în figura A.19.2-7; figura A.19.2-8 tratează aceeaşi problemă în cazul unui semnal treaptă amplu pozitiv.

În calculul vitezei de impact a tijei cilindrului hidraulic cu capacul resoartelor s-a considerat cazul cel mai dezavantajos: treaptă de debit negativă maximă ($Q_{tmm\infty} = 0$) şi $V_t = 0{,}1\ 1$ ($\varepsilon_e / V_t = 7 \cdot 10^{12}$). În figura A.19.2-9 se prezintă variația vitezei de impact în funcție de raza droselului principal; de asemenea, s-a reprezentat variația timpului de parcurgere a cursei cilindrului hidraulic în funcție de acelaşi parametru. Firma producătoare a pompei indică timpul minim admisibil de parcurgere a cursei s_{max}: $t_{min} = 0{,}04$ s. Raza corespunzătoare acestei limite este $R_{max} = 0{,}54$ mm, deci mult mai mare decât cea aleasă. În cazul studiat (R = 0,2 mm), t = 0,35 s, deci şi din acest punct de vedere raza droselului este acoperitoare.

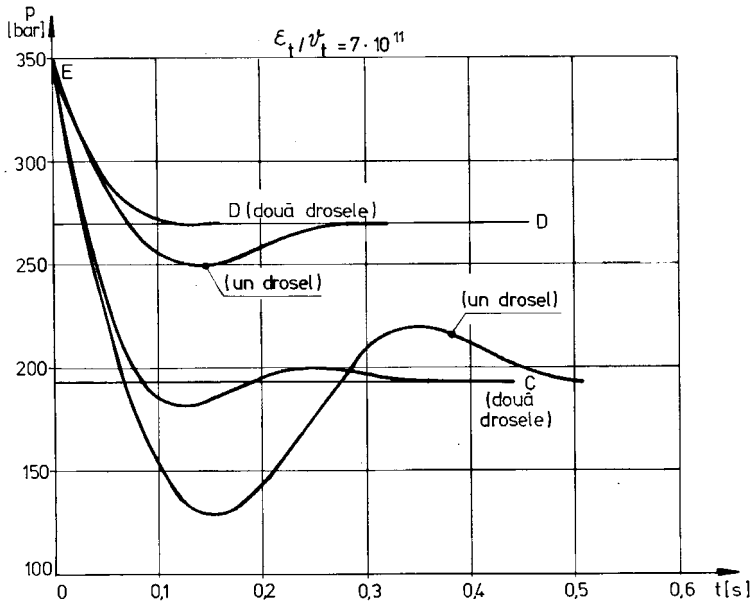
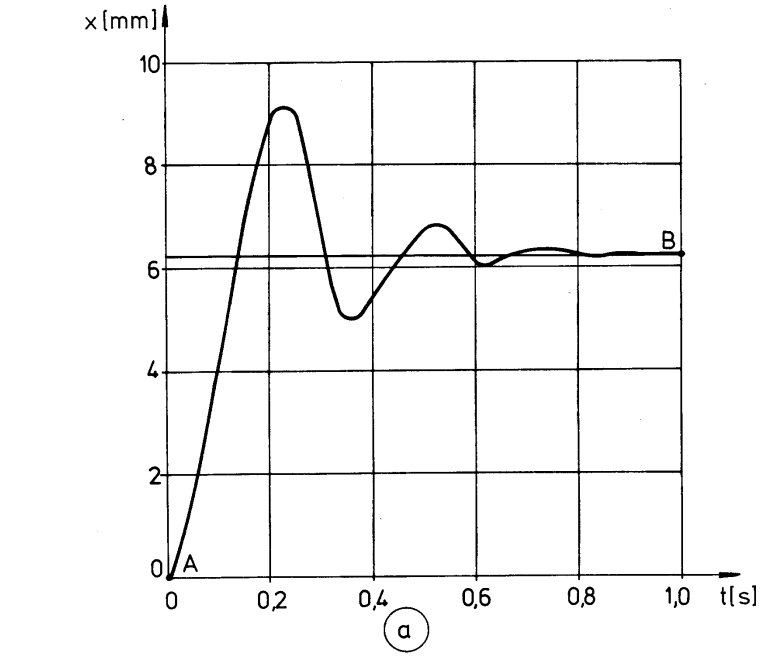


Fig. A.19.2-6. Comparație între răspunsul regulatorului cu drosel fix (cu simplu efect) şi răspunsul regulatorului cu drosel mobil (cu dublu efect) la semnale treaptă de debit pozitive.

c) Experimente de simulare numerică pentru cazul transmisiei hidrostatice cu motor liniar

În acest caz, datorită complexității sistemului studiat, timpul de calcul al unui regim tranzitoriu generat de un semnal standard este mult mai mare decât cel corespunzător transmisiei echipate cu motor rotativ ideal; dificultatea principală constă în calculul iterativ al căderii de presiune pe distribuitorul direcțional. Pentru a asigura calculelor o precizie suficientă aplicațiilor practice este necesar să se



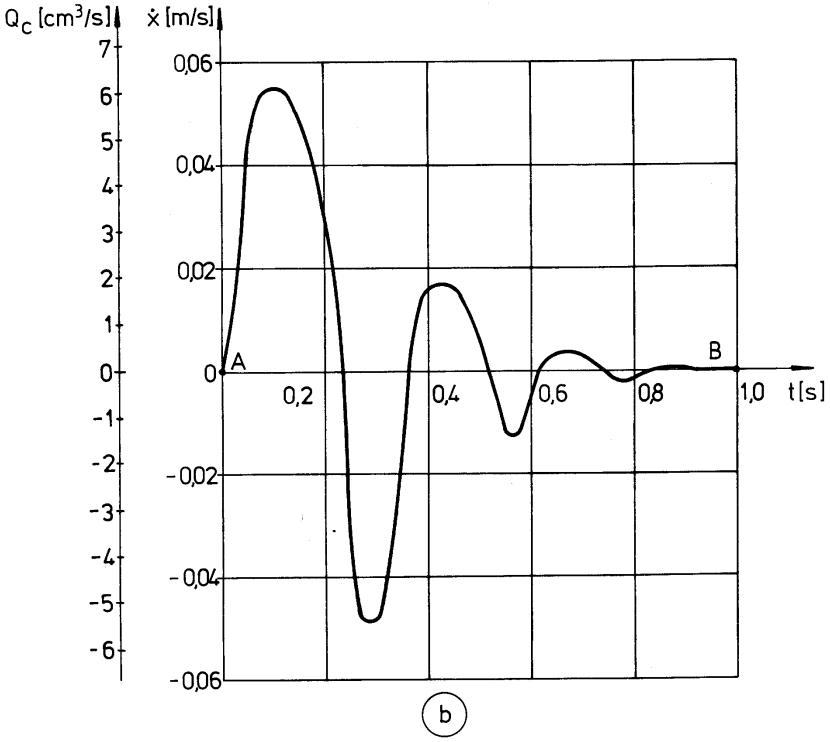


Fig. A.19.2-7. Evoluția principalilor parametri în cursul procesului tranzitoriu generat de o treaptă de debit negativă.

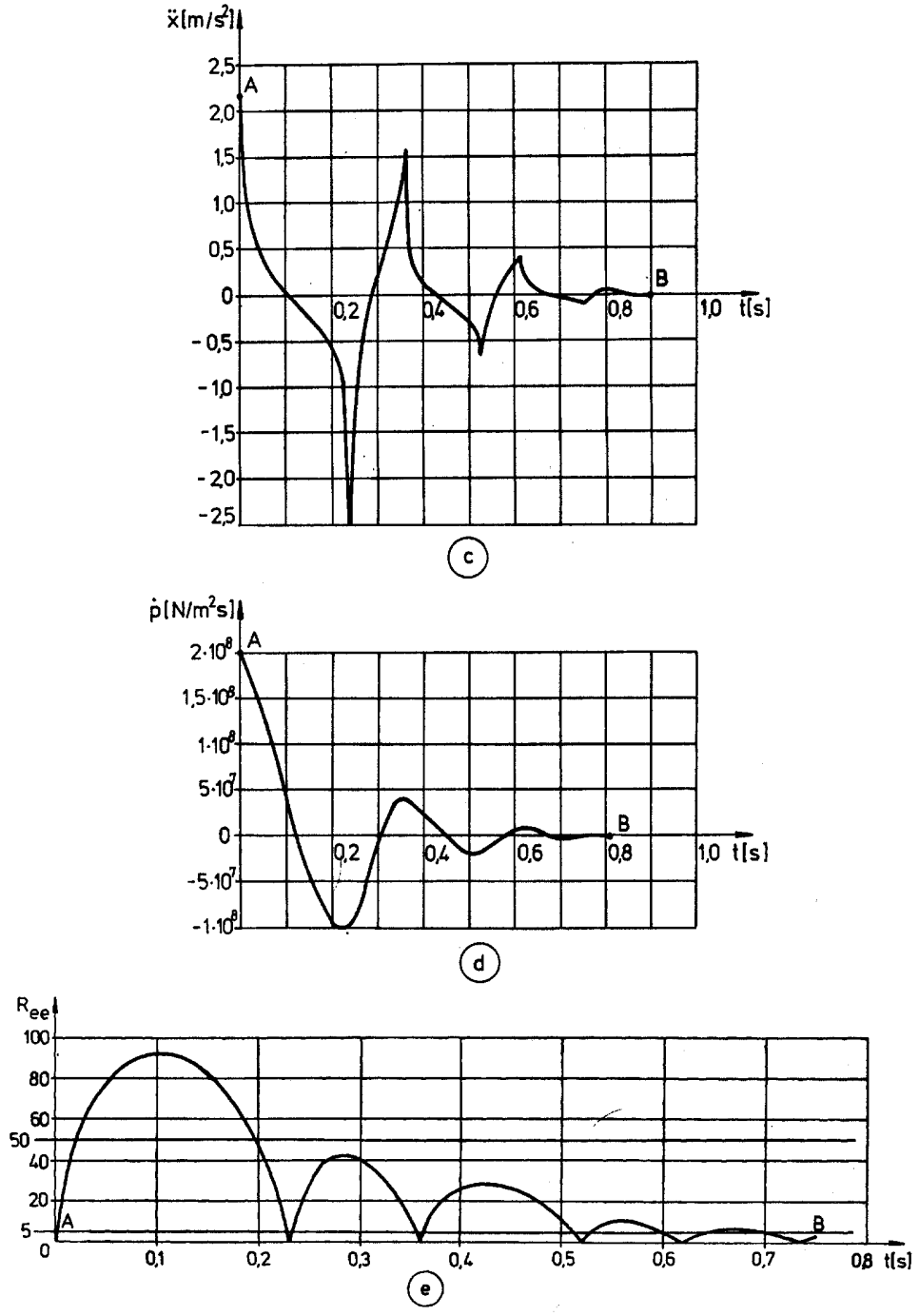


Fig. A.19.2-7. Evoluția principalilor parametri în cursul procesului tranzitoriu generat de o treaptă de debit negativă *(continuare).*

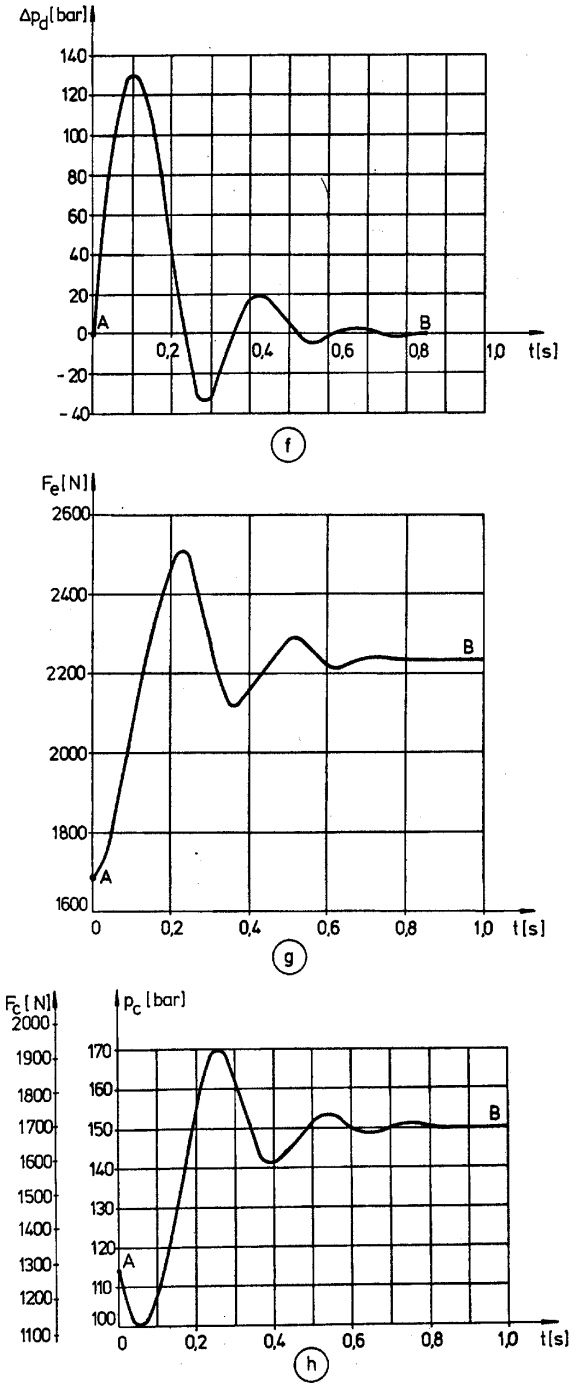


Fig. A.19.2-7. Evoluția principalilor parametri în cursul procesului tranzitoriu generat de o treaptă de debit negativă *(continuare).*

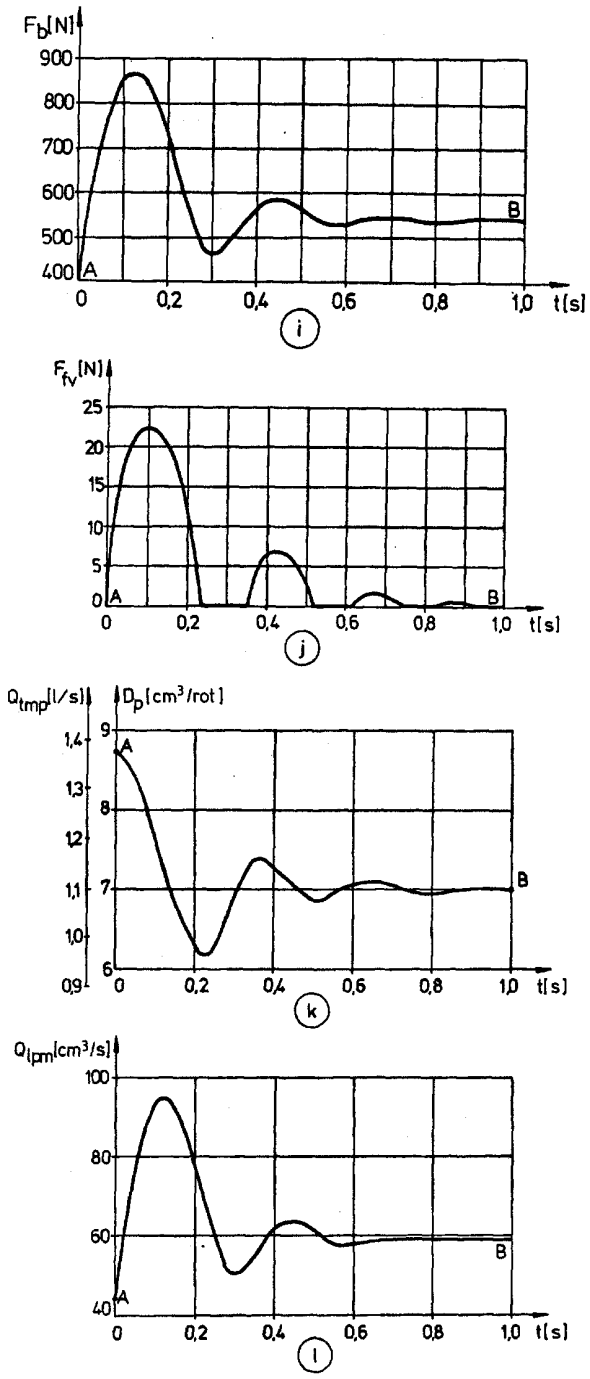


Fig. A.19.2-7. Evoluția principalilor parametri în cursul procesului tranzitoriu generat de o treaptă de debit negativă *(continuare).*

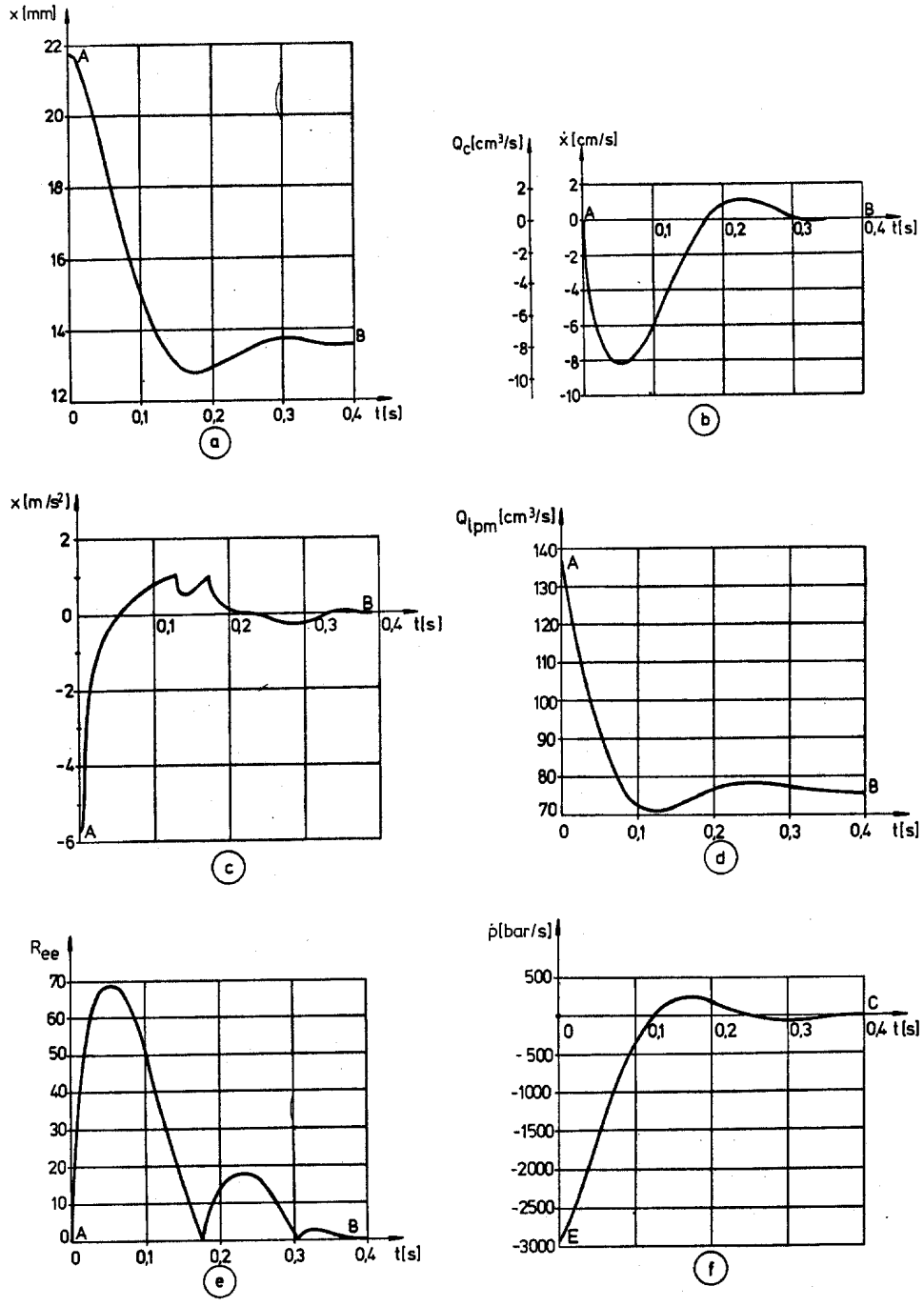


Fig. A.19.2-8. Evoluția principalilor parametri în cursul procesului tranzitoriu generat de o treaptă de debit pozitivă.

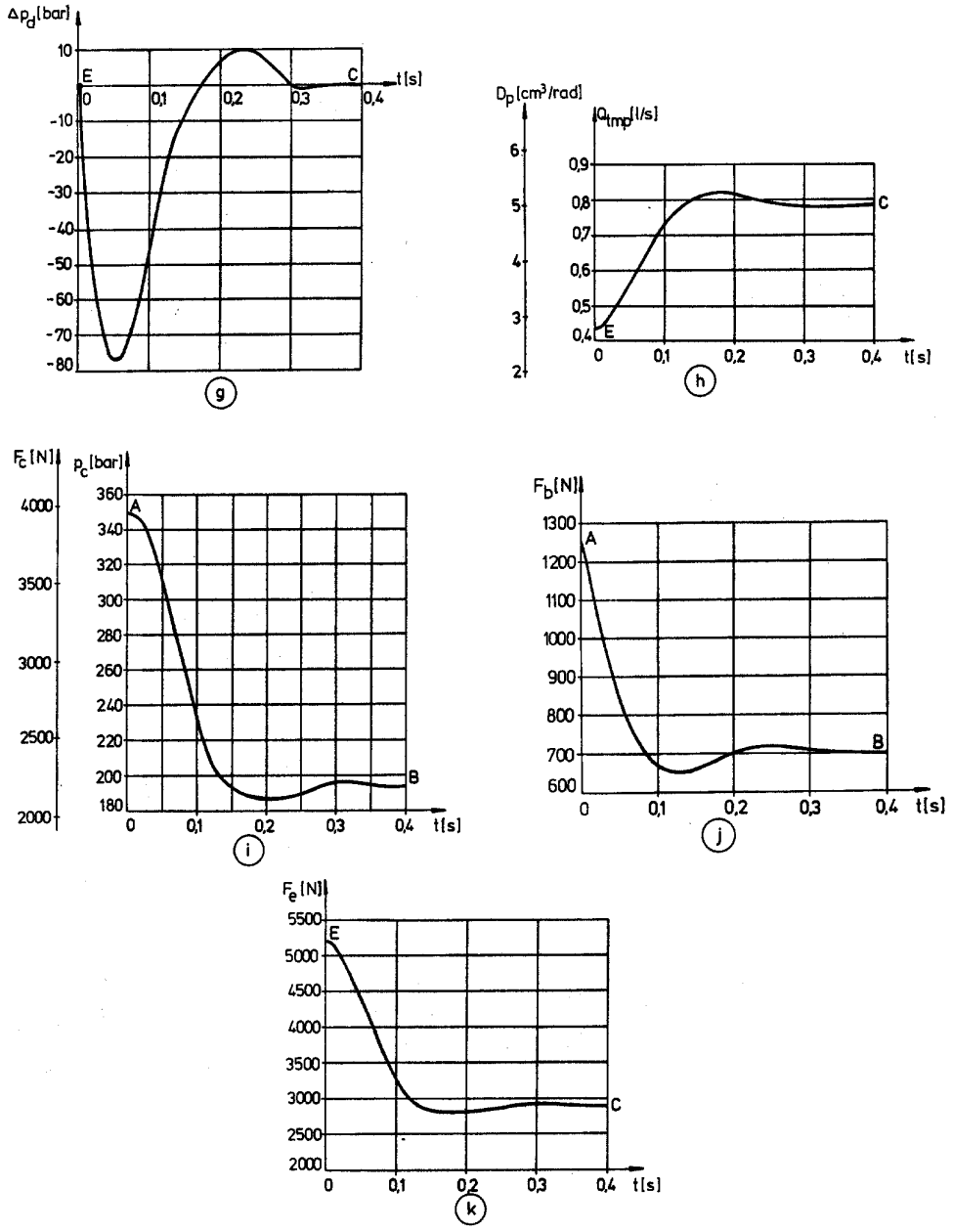


Fig. A.19.2-8. Evoluția principalilor parametri în cursul procesului tranzitoriu generat de o treaptă de debit pozitivă *(continuare).*

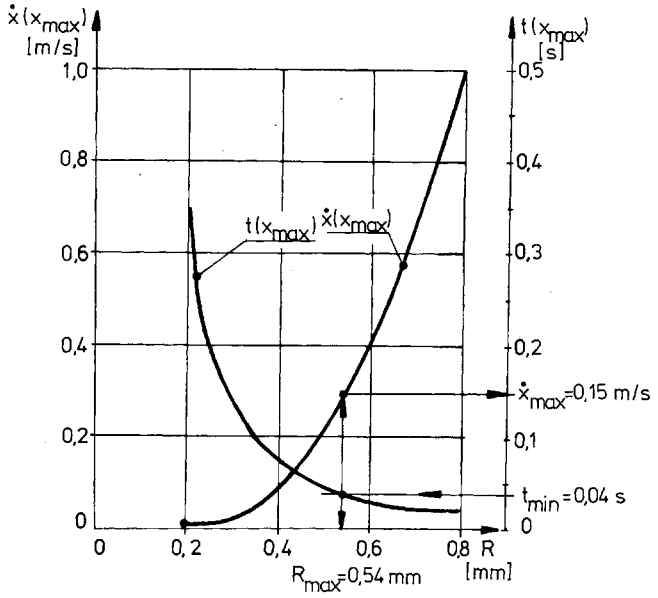


Fig. A.19.2-9. Variația vitezei de impact a tijei cilindrului hidraulic cu capacul resoartelor şi a timpului de parcurgere a cursei în funcție de raza droselului principal.

impună eroarea maximă de calcul a acestei mărimi în locul numărului maxim de iterații.

În aceste condiții, experimentele de simulare au fost orientate în două direcții:

a) studiul răspunsului la semnale treaptă de amplitudine variabilă, corespunzătoare trecerii de la punctul A de pe caracteristica de regim staționar a regulatorului spre punctele B, C, D şi E ale aceleiaşi caracteristici;

b) studiul influenței masei mecanismului acționat, redusă la tija pistonului, asupra răspunsului sistemului la semnalele considerate anterior.

Rezultatele experimentelor de la punctul a) sunt prezentate sintetic în figura A.19.2-10.

În toate calculele, masa a fost considerată constantă, valoarea acesteia fiind uzuală pentru cilindrul hidraulic adoptat (m = 500 kg).

Comparând aceste rezultate cu cele corespunzătoare transmisiei echipate cu motor ideal (fig. A.19.2-5), se constată că amortizarea oscilațiilor presiunii este mult mai lentă, deşi în calcule au fost considerate realist toate elementele şi sursele de amortizare din sistemele reale; amortizarea oscilațiilor presiunii este rapidă numai în cazul intervenției supapei de siguranță. Evacuarea unei părți a debitului pompei prin aceasta reduce rapid energia întregului sistem.

Experimentele privind influența masei au fost efectuate în două cazuri corespunzătoare trecerii de la punctul A la punctele B şi C de pe caracteristica de regim staționar a regulatorului de putere (fig. A.19.2-11).

În figurile A.19.2-12 ... A.19.2-14 sunt prezentate schemele bloc ale celor mai simple experimente de simulare numerică efectuate pentru regulatorul de putere analizat, utilizând programul SIMULINK - MATLAB.

Se constată că valorile maxime ale presiunii sunt puțin influențate de masa sarcinii, în timp ce durata regimului tranzitoriu depinde esențial de aceasta.

În practică, semnalele care solicită transmisiile studiate sunt uzual de tip rampă cu gradient mare, astfel că şocurile de presiune şi durata oscilațiilor acesteia în jurul valorii finale este mai mică.

Experimentele de simulare efectuate asupra dinamicii transmisiilor hidrostatice complete, prevăzute cu regulatoare de putere explică şi distrugerea prin oboseală a unora dintre componente, îndeosebi a racordurilor flexibile. Testarea statică a acestora trebuie făcută la presiuni mult mai mari decât cele prin supapele de siguranță.

Utilizarea pe utilaje mobile a regulatoarelor de putere modifică esențial comportarea dinamică a acestora.

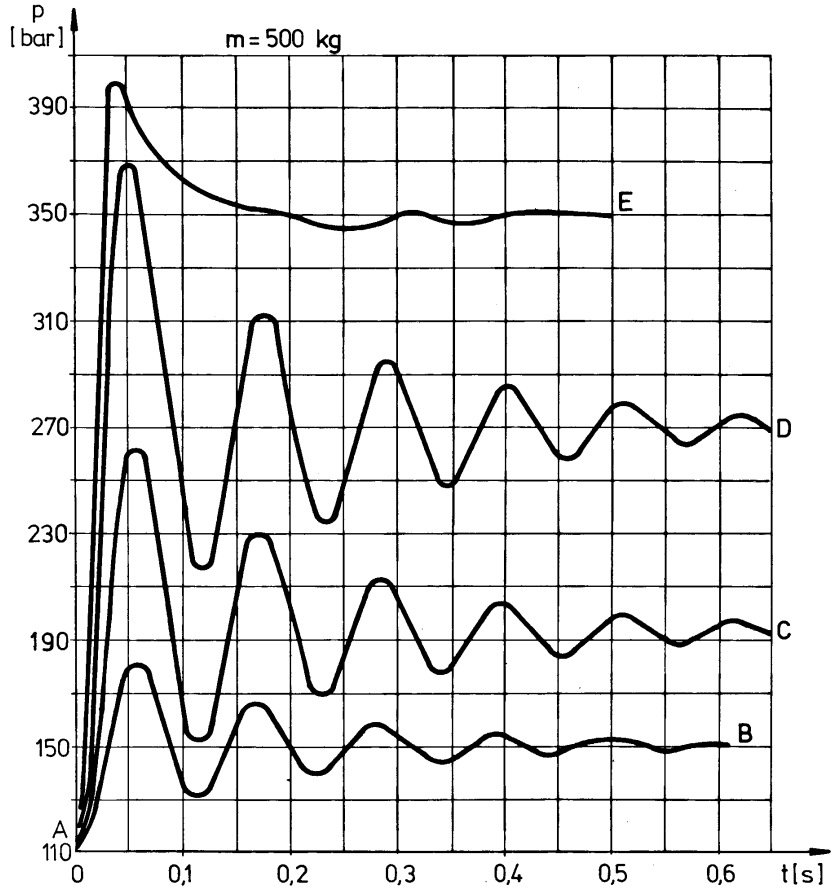


Fig. A.19.2-10. Răspunsul transmisiei cu regulator de putere la semnale treaptă de forță aplicate cilindrului hidraulic.

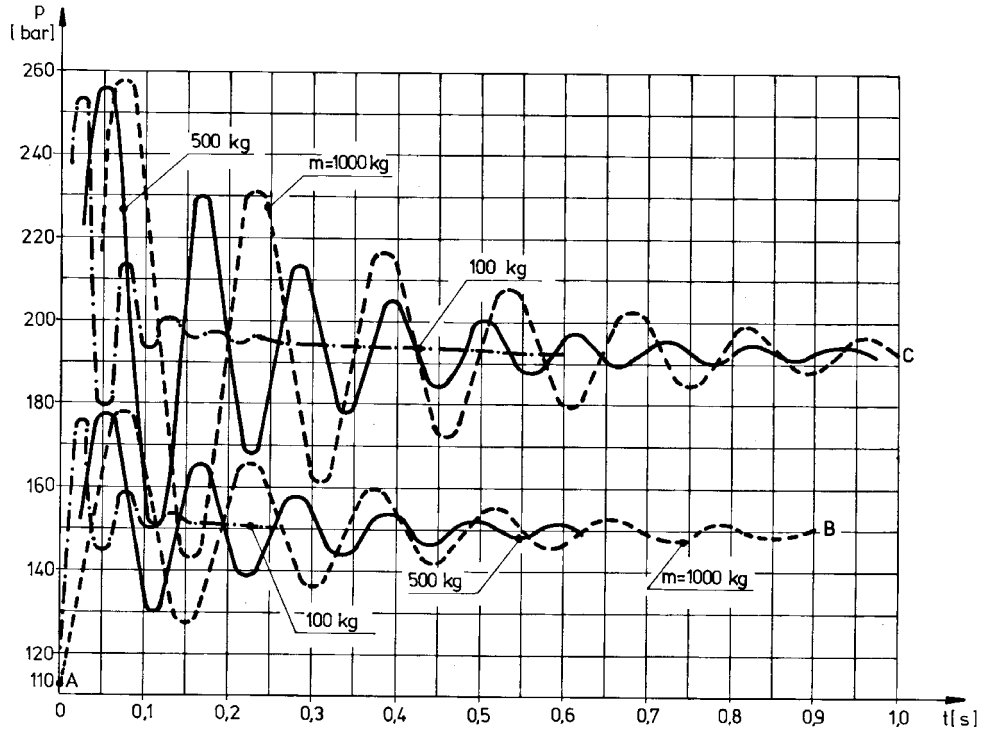


Fig. A.19.2-11. Influența masei sarcinii asupra dinamicii transmisiei cu regulator de putere.

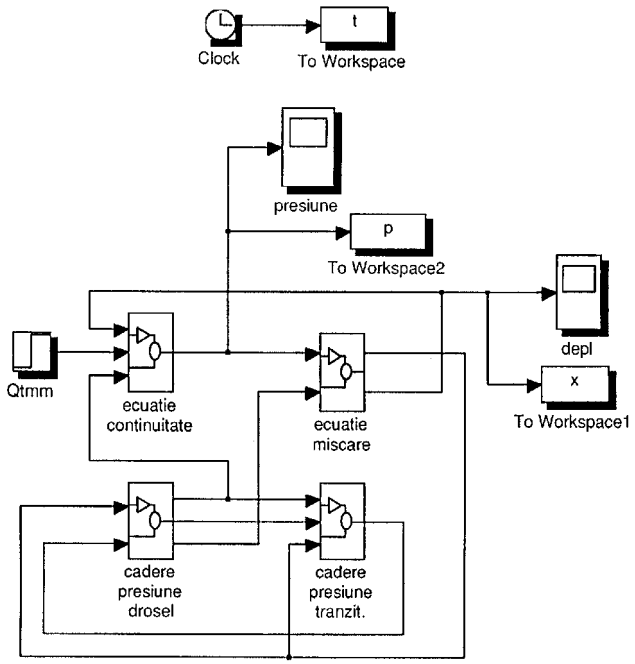


Fig. A.19.2-12. Schema bloc de simulare a transmisiei cu regulator de putere.

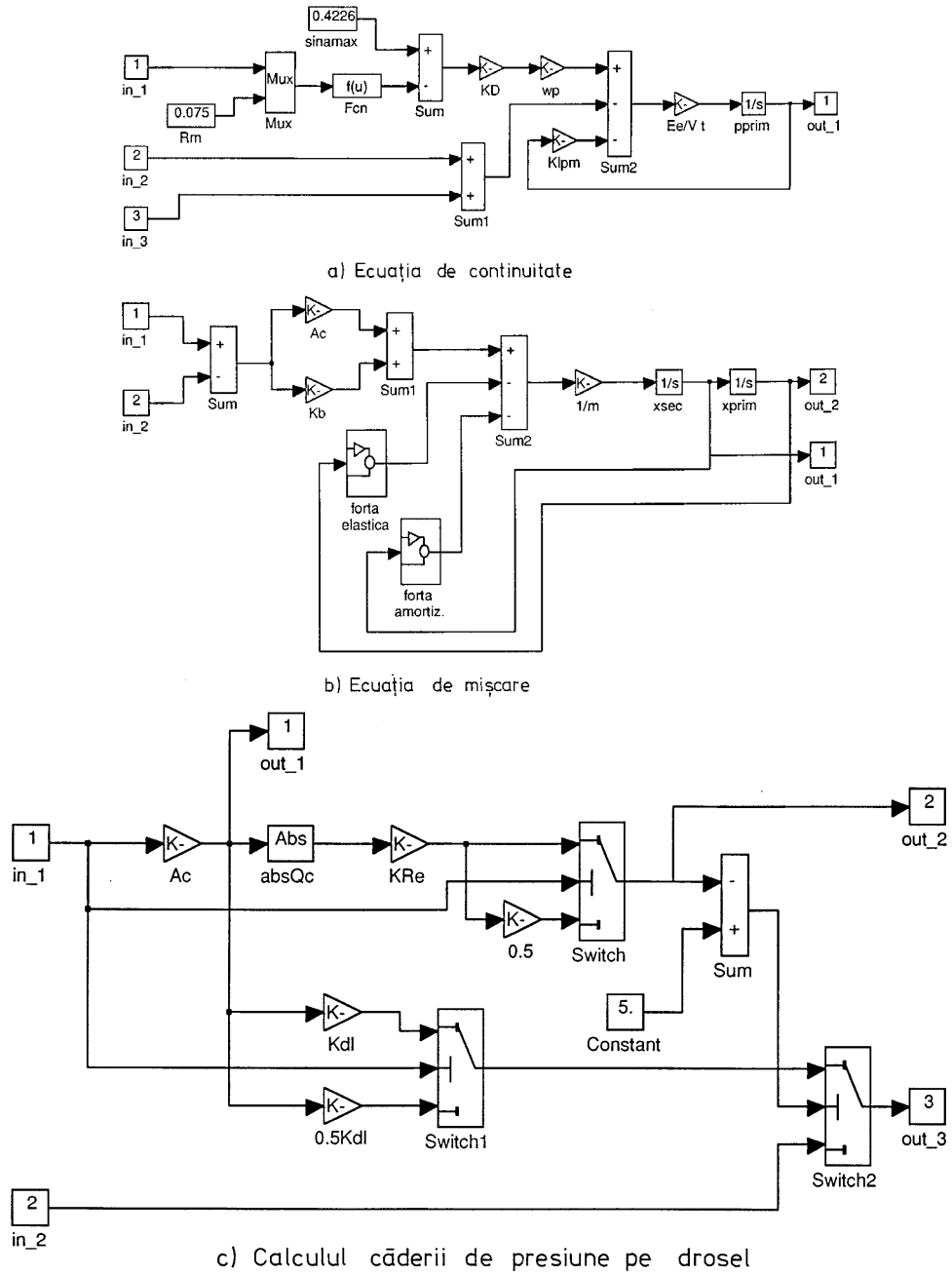


Fig. A.19.2-13. Schemele bloc ale ecuațiilor modelului matematic al transmisiei echipate cu regulator de putere.

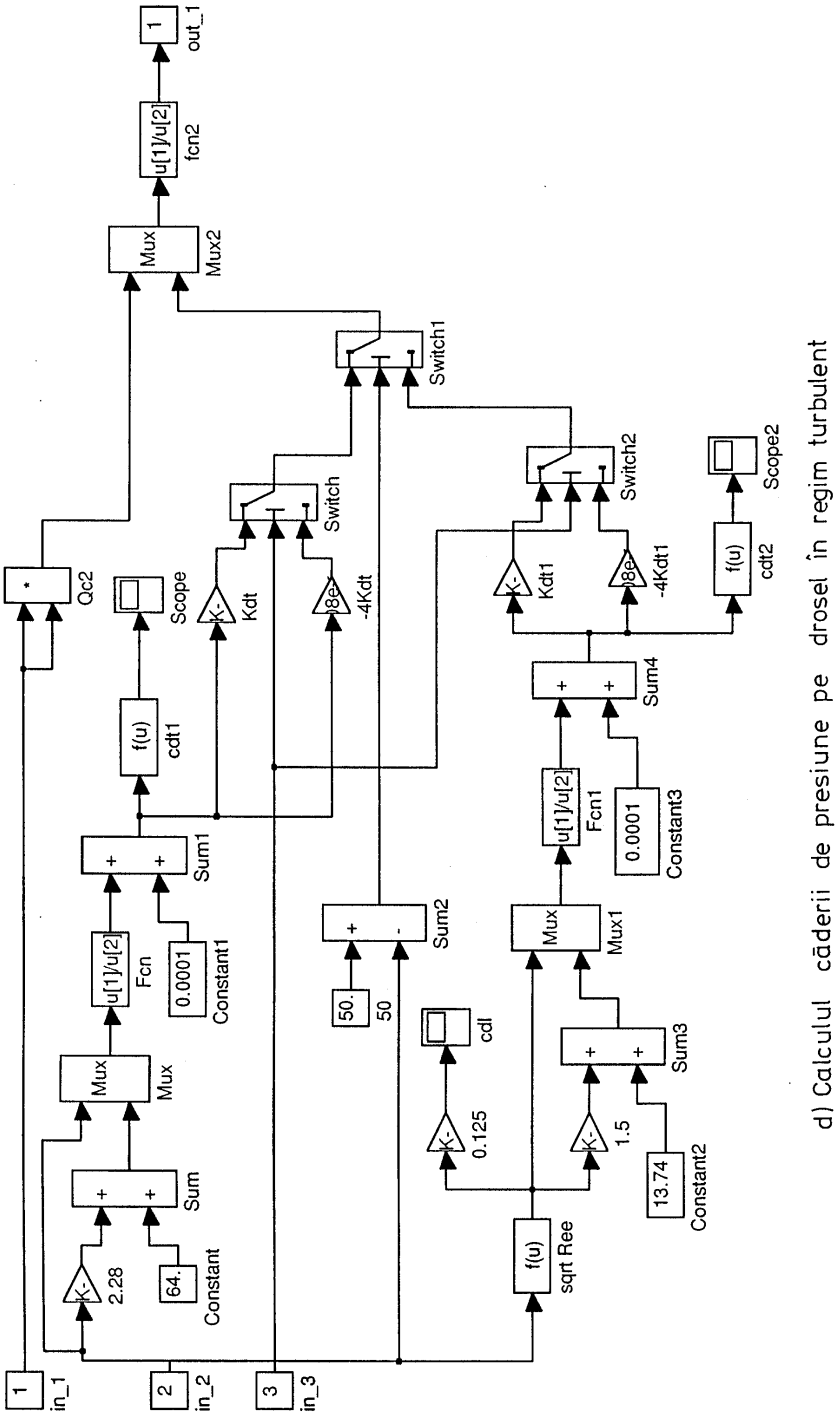


Fig. A.19.2-13. Schemele bloc ale ecuațiilor modelului matematic al transmisiei echipate cu regulator de putere (continuare).

20

ANALIZA SERVOPOMPELOR MECANOHIDRAULICE ECHIPATE CU REGULATOARE DE PRESIUNE

20.1. FORMULAREA PROBLEMEI

Avantajele majore oferite de regulatoarele de presiune – furnizarea lichidului sub presiune constantă (obligatorie în sistemele automate performante) şi economia de energie (utilă tuturor categoriilor de utilaje staționare sau mobile) – au condus la studierea şi perfecționarea continuă a acestora.

Dintre soluțiile de principiu uzuale, se va analiza în acest capitol cea prezentată în figura 20.1, care poate fi caracterizată astfel: reglarea unghiului de basculare al carcasei blocului cilindrilor se realizează printr-un cilindru hidraulic cu simplu efect şi revenire elastică, frânat la capătul de cursă asociat capacității minime prin sistemul prezentat în figura 20.1,a; presiunea de începere a reducerii capacității pompei este prescrisă prin precomprimarea resortului unei supape de succesiune monoetajată cu ventil conic necompensat.

Cilindrul hidraulic este alimentat de supapă în cazul în care căderea de presiune pe drosel este suficient de mare pentru a genera o forță mai mare decât cea corespunzătoare pretensionării resortului său; dacă presiunea în amonte de supapă scade sub valoarea de începere a deschiderii acesteia, pistonul cilindrului hidraulic evacuează lichidul prin drosel, readucând capacitatea pompei la valoarea maximă.

Se constată că dinamica sistemului depinde esențial de caracteristicile droselului. Revenirea pistonului nu ar fi posibilă fără prezența sa; în acelaşi timp, el asigură frânarea pistonului la cap de cursă.

20.2. REGIMUL STAȚIONAR AL SERVOPOMPEI ECHIPATE CU REGULATOR DE PRESIUNE

În regim staționar, sistemul format din pompa echipată cu regulator de presiune şi un motor hidraulic ideal are o caracteristică $Q_m(p)$ formată din două curbe distincte. În absența curgerii lichidului prin supapa regulatorului, panta caracteris-ticii corespunde scurgerilor interne şi externe ale pompei şi motorului. La începutul deschiderii supapei regulatorului, debitul pompei se micşorează odată cu creşterea presiunii fără a provoca bascularea carcasei blocului cilindrilor. După învingerea pretensionării resortului cilindrului hidraulic, o creştere mică a presiunii şi implicit a debitului supapei provoacă scăderea rapidă a capacității pompei. Astfel, caracteristica pompei echipată cu regulator de presiune poate fi aproximată prin

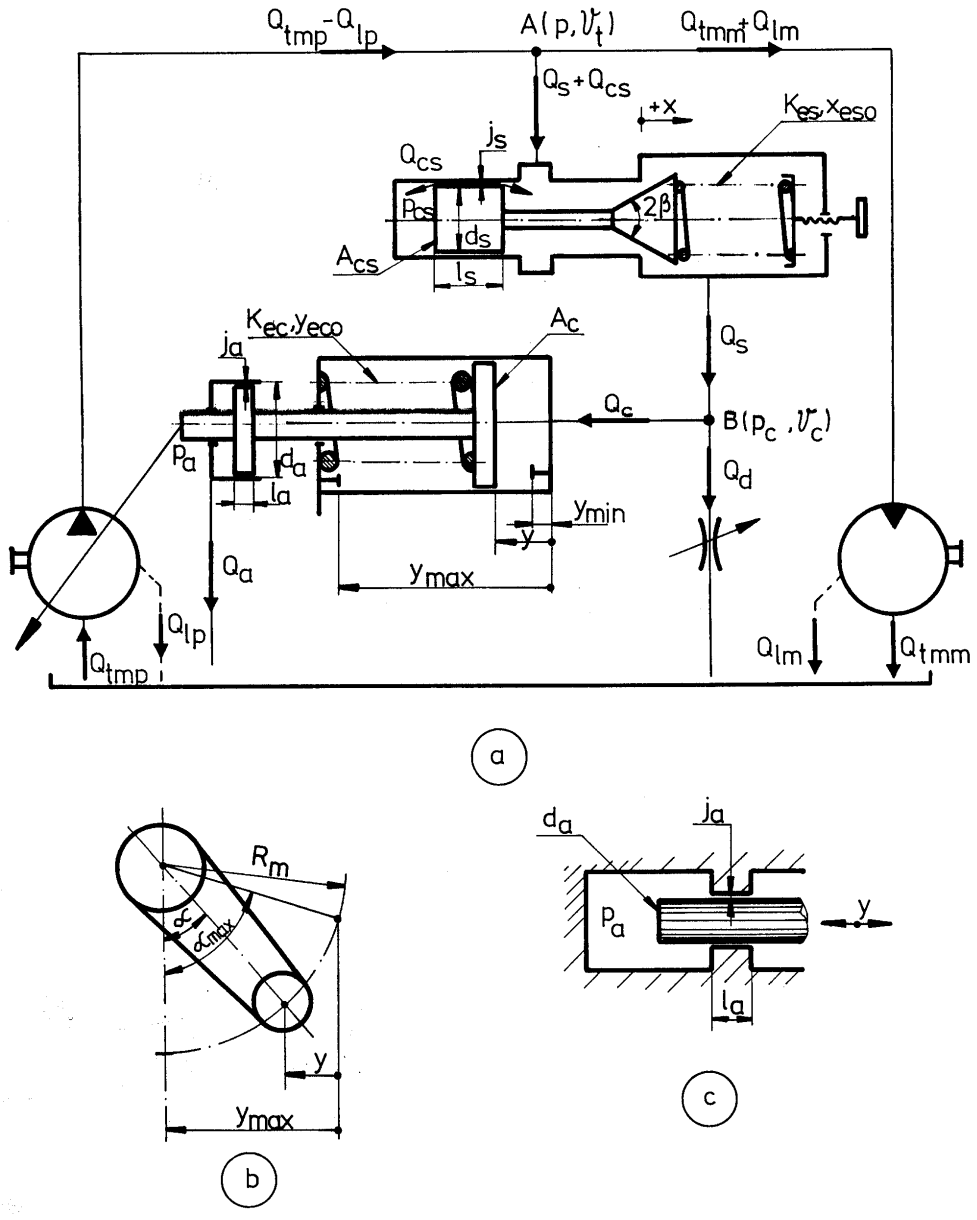


Fig. 20.1. Elemente definitorii ale unei servopompe echipată cu regulator de presiune: a) schema de principiu; b) pârghia de basculare; c) amortizorul.

două drepte: una de panta mică, corespunzătoare scurgerilor pompei şi una de pantă mare, corespunzătoare acțiunii regulatorului.

20.2.1. Caracteristica de regim staționar a pompei

În regim staționar, debitul teoretic mediu al pompei antrenate la turație constantă depinde numai de poziția pistonului cilindrului hidraulic, y. Dependența dintre aceste două mărimi poate fi stabilită cu următoarele relații:

$$Q_{tmp} = \omega_p D_p \tag{20.1}$$

$$\omega_p = 2\pi n_p \tag{20.2}$$

$$D_p = \frac{V_p}{2\pi} \tag{20.3}$$

$$V_p = 0{,}5\pi z D^2 R \sin\alpha \tag{20.4}$$

$$D_p = 0{,}25 z D^2 R \sin\alpha \tag{20.5}$$

$$\sin\alpha = \sin\alpha_{max} - \frac{y}{R_m} \tag{20.6}$$

din care rezultă:

$$D_p(y) = K_D\left(\sin\alpha_{max} - \frac{y}{R_m}\right) \tag{20.7}$$

$$K_D = 0{,}25 z R D^2 = \frac{D_{p\max}}{\sin\alpha_{max}} \tag{20.8}$$

$$Q_{tmp} = \omega_p K_D\left(\sin\alpha_{max} - \frac{y}{R_m}\right) \tag{20.9}$$

În aceste relații Q_{tmp} [m^3/s] este debitul teoretic mediu al pompei; ω_p [rad/s] - viteza unghiulară a arborelui, corespunzătoare turației n_p [rot/s] a acestuia; D_p [m^3/rad] şi V_p [m^3/rot] - capacitatea pompei; z - numărul pistoanelor pompei; D [m] - diametrul pistoanelor; R [m] - raza discului de antrenare a pistoanelor; α [rad] - unghiul de basculare a carcasei blocului cilindrilor; y [m] - deplasarea pistonului cilindrului hidraulic față de poziția corespunzătoare capacității maxime; R_m [m] - raza pârghiei de basculare; K_D [m^3/rad] - constanta capacității pompei.

Se admite că scurgerile pompei, Q_{lp} şi motorului, Q_{lm} se produc în regim laminar, deci sunt proporţionale cu presiunea de refulare a pompei:

$$Q_{lp} = K_{lp} p \tag{20.10}$$

$$Q_{lm} = K_{lm} p \tag{20.11}$$

Coeficienţii de scurgeri se calculează ţinând seama de valorile randamentelor volumice ale celor două maşini la presiunea maximă:

$$K_{lp} = \frac{Q_{tmp}(0)}{p_{max}} \cdot \left(1 - \eta_{vp}\right) \tag{20.12}$$

$$K_{lm} = \frac{Q_{tmm}(0)}{p_{max}} \cdot \frac{1 - \eta_{vm}}{\eta_{vm}} \tag{20.13}$$

Scurgerile celor două maşini pot fi considerate egale, astfel că se poate defini un coeficient global de scurgeri:

$$K_{lpm} = K_{lp} + K_{lm} \cong 2K_{lp} \tag{20.14}$$

care permite calculul debitului total de scurgeri,

$$Q_{lpm} = K_{lpm} p \tag{20.15}$$

20.2.2. Caracteristica de regim staţionar a supapei

Supapa normal-închisă a regulatorului de presiune îndeplineşte în schema acestuia rolul de supapă de succesiune. Ca urmare, debitul care o parcurge depinde de diferenţa presiunilor racordurilor energetice, $(p - p_c)$.

Dacă supapa utilizată în structura regulatorului de presiune este pilotată, orificiul de drenare al pilotului trebuie obligatoriu să fie conectat la rezervor. Se poate demonstra prin calcul numeric şi experimental că în acest caz oscilaţiile sistemului de acţionare echipat cu regulator de presiune se amortizează mai lent.

Utilizând relaţia lui Bernoulli, ecuaţia continuităţii, teorema impulsului şi ecuaţia de echilibru static a ventilului se obţine următoarea caracteristică de regim staţionar a supapei de succesiune:

$$Q_s = K_s x \sqrt{p - p_c} \tag{20.16}$$

în care Q_s [m^3/s] este debitul supapei; x [m] - deschiderea supapei; K_s [$m^3/N^{0,5}s$] - constanta debitului supapei,

$$K_s = \pi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot d_s \cdot c_{ds} \cdot \sin\beta \tag{20.17}$$

unde: c_{ds} este coeficientul de debit al orificiului supapei; d_s [m] - diametrul scaunului supapei; 2β [rad] - unghiul conului ventilului supapei; ρ [kg/m^3] - densitatea lichidului.

În regim staționar ventilul este în echilibru conform ecuației

$$F_{cs} - F_{es} - F_{es0} - F_{hs} = 0 \tag{20.18}$$

în care: F_{cs} [N] este forța de comandă; F_{es} [N] - forța elastică corespunzătoare deschiderii supapei; F_{es0} [N] - forța elastică de referință; F_{hs} [N] - forța hidrodinamică de regim staționar.

Expresiile acestor forțe sunt:

$$F_{cs} = A_{cs}(p - p_c) \tag{20.19}$$

$$F_{es0} = K_{es}x_{es0} \tag{20.20}$$

$$F_{es} = K_{es}x_{es} \tag{20.21}$$

$$F_{hs} = K_{hs}x(p - p_c) \tag{20.22}$$

unde A_{cs} [m^2] este aria de comandă a supapei; K_{es} [N/m] - rigiditatea statică a resortului supapei; x_{es0} [m] - precomprimarea resortului supapei; K_{hs} [m] - constanta forței hidrodinamice de regim staționar,

$$K_{hs} = 2\pi c_{ds}c_{vs}d_s \sin\beta\cos\beta \tag{20.23}$$

în care c_{vs} este coeficientul de viteză al orificiului supapei. Ecuația (20.18) poate fi rezolvată în raport cu deschiderea supapei:

$$x = \frac{A_{cs}(p - p_c) - F_{es0}}{K_{es} + K_{hs}(p - p_c)} \tag{20.24}$$

20.2.3. Caracteristica de regim staționar a pistonului cilindrului hidraulic al regulatorului

În regim staționar, poziția pistonului cilindrului hidraulic al regulatorului, y, rezultă din ecuația:

$$F_{cc} + F_b - F_{ec} - F_{ec0} = 0 \tag{20.25}$$

în care F_{cc} [N] este forța de comandă a pistonului; F_b [N] - forța de basculare a carcasei blocului cilindrilor; F_{ec} [N] - forța elastică corespunzătoare deplasării pistonului; F_{ec0} [N] - forța elastică de referință. Aceste forțe se calculează cu următoarele relații:

$$F_{cc} = A_{cc} p_c \tag{20.26}$$

$$F_b = K_b p \tag{20.27}$$

$$F_{ec} = K_{ec} y \tag{20.28}$$

$$F_{ec0} = K_{ec} y_{ec0} \tag{20.29}$$

în care A_{cc} [m^2] este aria de comandă a pistonului cilindrului hidraulic; K_b [m^2] - constanta forței de basculare; K_{ec} [N/m] - rigiditatea statică a resortului cilindrului hidraulic al regulatorului; y_{ec0} [m] - precomprimarea resortului cilindrului hidraulic.

Din ecuația (20.25) se calculează poziția pistonului,

$$y = \frac{1}{K_{ec}} \left(A_{cc} p_c + K_b p - K_{ec} y_{ec0} \right) \tag{20.30}$$

care permite calculul capacității pompei.

20.2.4. Caracteristica de regim staționar a droselului de comandă

Dificultățile implicate de calculul hidraulic al sistemelor de reglare hidromecanice impun introducerea în structura acestora a unor elemente de acordare la cerințele procesului deservit.

În cazul regulatorului studiat, elementul care permite ajustarea performanțelor statice şi a celor dinamice este droselul de comandă. Se consideră pentru acesta soluția de principiu uzuală - obturatorul conic.

Caracteristica de regim staționar a unui astfel de drosel are, în regim turbulent, forma:

$$Q_d = K_d \sqrt{p_c} \tag{20.31}$$

unde

$$K_D = A_d c_{dd} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \tag{20.32}$$

este constanta droselului, [$m^4/N^{0,5}s$]; s-a notat cu A_d [m^2] aria orificiului droselului,

$$A_d = \pi d_d z \sin\gamma \tag{20.33}$$

d_d [m] fiind diametrul scaunului; z [m] - deschiderea droselului; 2γ [rad] - unghiul conului droselului ($\pi/18$ ... $\pi/6$), iar c_{dd} este coeficientul de debit al orificiului droselului.

20.2.5. Ecuația de continuitate în regim staționar

Debitul teoretic mediu al pompei, Q_{tmp}, asigură funcționarea motorului şi a regulatorului, fiind parțial consumat prin scurgeri,

$$Q_{tmp} = Q_{tmm} + Q_s + Q_{lpm} \tag{20.34}$$

În această relație debitul teoretic mediu al motorului, Q_{tmm} [m^3/s] este considerat variabilă independentă.

Regimul staționar al pompei echipate cu regulator de presiune este definit de sistemul format din următoarele ecuații: (20.9), (20.15), (20.16), (20.24), (20.30), (20.31) şi (20.34). Sistemul fiind neliniar, nu este posibilă rezolvarea sa directă. Se poate totuşi elabora un algoritm de rezolvare iterativă a sistemului, dar la acelaşi rezultat se poate ajunge mult mai simplu, prin simularea numerică a regimului tranzitoriu.

20.3. REGIMUL TRANZITORIU AL TRANSMISIEI HIDROSTATICE ECHIPATE CU REGULATOR DE PRESIUNE

Evoluția sistemului analizat în regim tranzitoriu poate fi studiată prin integrarea sistemului de ecuații diferențiale format din ecuația de continuitate în nodul pompă - supapă - motor, ecuația de continuitate în nodul supapă - cilindru hidraulic - drosel, ecuația de mişcare a ventilului supapei şi ecuația de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic.

În regim tranzitoriu, debitul teoretic mediu al pompei, Q_{tmp}, determină funcționarea motorului, acoperă scurgerile proprii şi pe cele ale motorului, Q_{lpm}, asigură debitul supapei, Q_s, debitul de comandă al supapei, Q_{cs} şi debitul de compresibilitate corespunzător volumului total de lichid, V_t, cuprins între pompă, motor şi supapă:

$$Q_{tmp} = Q_{tmm} + Q_s + Q_{cs} + Q_{lpm} + \frac{V_t}{\varepsilon} \cdot \frac{dp}{dt} \tag{20.35}$$

Aici:

$$Q_{cs} = A_{cs}\dot{x} \tag{20.36}$$

iar ε [N/m^2] este modulul de elasticitate echivalent al lichidului.

În nodul supapă - cilindru hidraulic - drosel, ecuația de continuitate are forma

$$Q_s = Q_d + Q_c + \frac{V_c}{\varepsilon} \cdot \frac{dp_c}{dt} \tag{20.37}$$

în care: Q_d este debitul droselului; Q_c - debitul absorbit de cilindrul hidraulic; V_c - volumul de ulei cuprins între cilindru, supapă şi drosel; p_c - presiunea în nodul menționat. Debitul cilindrului hidraulic se calculează cu relația:

$$Q_c = A_{cc}\dot{y} \tag{20.38}$$

Ținând seama de concluziile analizei comportării dinamice a supapelor comandate direct, în ecuația de mişcare a ventilului supapei se neglijează forțele hidrodinamice de regim tranzitoriu, F'_{ht} şi F''_{ht}, şi forța de frecare vâscoasă dintre ghidajul ventilului şi scaunul acestuia, F_{fv} , astfel că această ecuație are forma simplă

$$F_{cs} - F_{es} - F_{es0} - F_{hs} = m_s\ddot{x} \tag{20.39}$$

în care forța de comandă se calculează cu relația:

$$F_{cs} = A_{cs}\left(p_{cs} - p_c\right), \tag{20.40}$$

iar m_s este masa ventilului la care se adaugă o treime din masa resortului.

În scopul calculului presiunii din camera de comandă a supapei se admite că mişcarea lichidului prin fanta inelară dintre ghidajul ventilului şi scaunul acesteia se realizează în regim laminar, deoarece jocul j_s dintre cele două piese este mult mai mic decât diametrul ghidajului, d_s:

$$p - p_{cs} = \Delta p_{dcs} = K_{dcs}Q_{cs} \tag{20.41}$$

Aici Δp_{dcs} este căderea de presiune pe droselul de comandă al supapei (fantă inelară), iar K_{dcs} [Ns/m^5] este coeficientul acestui drosel:

$$K_{dcs} = \frac{12\,l_s\eta}{\pi d_s j_s^3} \tag{20.42}$$

Ecuația de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic al regulatorului este:

$$F_{cc} + F_b - F_{ec} - F_{ec0} - F_{ac} = m_c\ddot{y} \tag{20.43}$$

Aici, m_c este masa carcasei basculante a blocului cilindrilor, redusă la tija pistonului cilindrului hidraulic, iar F_{ac} este forța de amortizare vâscoasă realizată prin evacuarea lichidului dintre tija pistonului şi capacul corespunzător. Uzual, jocul dintre cele două piese, j_a, este mult mai mic decât diametrul tijei, d_a, astfel că mişcarea prin fanta inelară poate fi considerată laminară în cursul reducerii capacității pompei, când tija pătrunde în capac $\left(\dot{y} > 0\right)$

$$F_{ac} = K_a\dot{y} \tag{20.44}$$

unde

$$K_a = \frac{\pi^2 d_a^3 l_a \eta}{4 j_a^3} \tag{20.45}$$

este coeficientul de amortizare, l_a fiind lungimea fantei inelare. În cazul creşterii capacităţii pompei, tija cilindrului hidraulic videază camera din capacul cilindrului, astfel că pentru $\dot{y} < 0$ se poate considera $F_{ac} \cong 0$.

Aplicaţia 20.1. Simularea numerică a comportării dinamice a unei servopompe realizate cu regulator de presiune

Modelul matematic al sistemului studiat este format dintr-un sistem de ecuaţii diferenţiale neliniare care permite calculul evoluţiei în timp a presiunii de refulare a pompei şi debitului acesteia, precum şi a celorlalte mărimi care variază în timpul regimului tranzitoriu.

În cadrul metodologiei de simulare numerică, prima etapă este explicitarea derivatelor de ordin maxim în ecuaţiile diferenţiale:

$$\dot{p} = \frac{\varepsilon}{V_t}\left(Q_{tmp} - Q_{tmm} - Q_{lpm} - Q_s - Q_{cs}\right); \tag{20.1.1}$$

$$\dot{p}_c = \frac{\varepsilon}{V_c}\left(Q_s - Q_d - Q_c\right); \tag{20.1.2}$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_s}\left(F_{cs} - F_{es} - F_{es0} - F_{hs}\right); \tag{20.1.3}$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{m_c}\left(F_{cc} + F_b - F_{ec} - F_{ec0} - F_{ac}\right) \tag{20.1.4}$$

Reţele analogice de simulare numerică ataşate acestor ecuaţii sunt prezentate în figurile A.20.1-1 ... A.20.1-4. Ele corespund condiţiilor iniţiale nule şi pot descrie fenomene tranzitorii de o amplitudine oarecare.

Reţeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuaţiei de continuitate în nodul pompă - supapă - motor conţine variaţia în treaptă a debitului consumat de motorul hidraulic, astfel că, pornind de la cazul particular în care tot debitul pompei este absorbit de motor cu suprapresiune nulă, se poate determina întreaga familie de caracteristici de regim staţionar realizată prin reglarea precomprimării resortului supapei.

Pentru a ilustra metodologia de calcul propusă se prezintă definirea numerică a experimentelor de simulare efectuate pentru calculul regimului tranzitoriu dintr-o transmisie hidrostatică echipată cu regulator de presiune.

Datele de bază ale sistemului sunt: V_{pmax} = 55 cm^3/rot; α_{max} = 25^o; α_{max} = 0,4226; n = 1500 rot/min; R_m = 75 mm; d_c = 60 mm; $A_{cc} = 2{,}827\cdot10^{-3}$ m^2; K_{ec}= 8700 N/m; m_c = 20 kg; y_{max} = 30 mm; y_{ec0} = 27,8 mm; l_a = 7 mm; d_a = 16 mm; $A_a = 2{,}01\cdot10^{-4}$ m^2; j_a = 0,157 mm; η_{vp} = 0,95 (la p = 300 bar).

Supapa de succesiune este caracterizată prin următoarele date: $d_s = 6\cdot10^{-3}$ m; $A_{cs} = 2{,}827\cdot10^{-5}$ m^2; K_{es}= 25000 N/m; $m_s = 17{,}6\cdot10^{-3}$ kg; β = 30^o; $l_s = 6\cdot10^{-3}$ m; $j_s = 0{,}06\cdot10^{-3}$ m; x_{es0} = 0,0113 m, pentru p_{s0} = 100 bar; x_{es0} = 0,0169 m, pentru p_{s0} = 150 bar, x_{es0} = 0,0226 m, pentru p_{s0} = 200 bar; c_{ds} = 0,61; c_{vs} = 0,98; ρ = 900 kg/m^3; $\eta = 2{,}72\cdot10^{-2}$ Ns/m; $\varepsilon = 7\cdot10^{8}$ N/m^2; $V_t = 1\cdot10^{-3}$ m^3; $V_c = 0{,}25\cdot10^{-3}$ m; $\varepsilon/V_t = 7\cdot10^{11}$ N/m^2; $\varepsilon/V_c = 2{,}8\cdot10^{12}$ N/m^5.

Se calculează în continuare următoarele mărimi:

$$\omega_p = 2\cdot\pi\cdot 25 = 157 \text{ rad/s};$$

$$D_{p\max} = \frac{55\cdot10^{-6}}{2\cdot\pi} = 8{,}753\cdot10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad};$$

$$K_D = \frac{8{,}753\cdot10^{-6}}{\sin 25^0} = 2{,}071\cdot10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad};$$

$$Q_{tmp}(0) = 157\cdot8{,}753\cdot10^{-6} = 1{,}374\cdot10^{-3} \text{ m}^3/\text{s};$$

$$K_{lp} = \frac{1{,}374\cdot10^{-3}}{350\cdot10^{5}}(1-0{,}95) = 1{,}963\cdot10^{-12} \text{ m}^5/\text{Ns};$$

$$K_{lpm} \cong 2\cdot1{,}963\cdot10^{-12} = 3{,}926\cdot10^{-12} \text{ m}^5/\text{Ns};$$

$$K_b = \frac{540}{150\cdot10^{5}} = 0{,}36\cdot10^{-4} \text{ m}^2;$$

$$K_a = \frac{\pi^2\cdot\left(16\cdot10^{-3}\right)^3\cdot7\cdot10^{-3}\cdot2{,}72\cdot10^{-2}}{4\cdot\left(0{,}157\cdot10^{-3}\right)^3} \approx 407 \text{ Ns/m};$$

$$K_{dcs} = \frac{12\cdot2{,}72\cdot10^{-2}\cdot6\cdot10^{-3}}{\pi\cdot6\cdot10^{-3}\cdot\left(6\cdot10^{-5}\right)^3} = 4{,}8\cdot10^{11} \text{ Ns/m}^5;$$

$$K_s = \pi\cdot6\cdot10^{-3}\cdot0{,}61\cdot\sqrt{2/900}\cdot\sin 30^0 = 2{,}71\cdot10^{-4} \text{ kg}^{0,5}\text{ m}^{2,5};$$

$$K_{hs} = 2 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}98 \cdot \sin 30^0 \cdot \cos 30^0 = 9{,}758 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

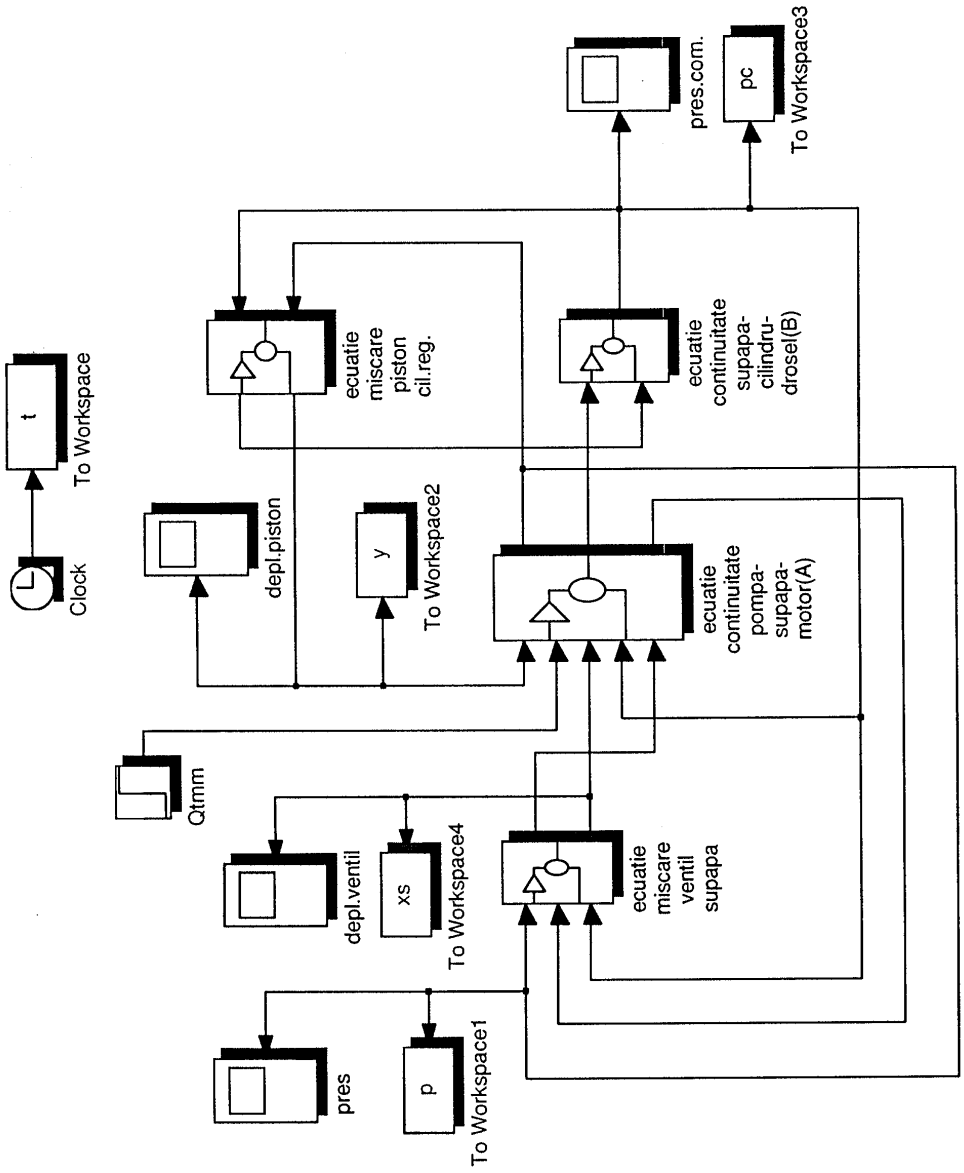


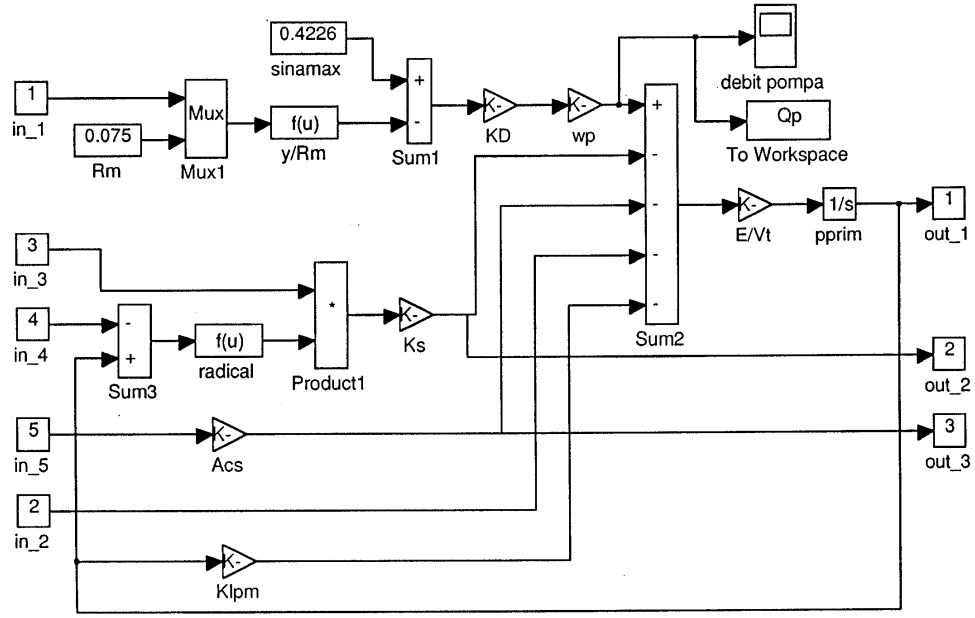
Fig. A.20.1-1. Rețeaua de simulare numerică a servopompei echipată cu regulator de presiune

Pentru un drosel de comandă având d_d = 3 mm, $\gamma = 30^o$, c_{dd} = 0,61 şi z = 0,16 mm rezultă $K_d = 2{,}258\ m^4/N^{0,5}s$.

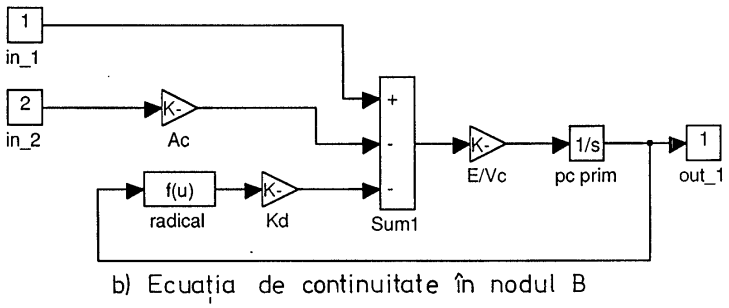
Obiectivele experimentelor de simulare numerică au fost următoarele:

- studiul regimurilor tranzitorii tipice, generate de variaţii importante ale debitului consumat de motor;
- trasarea unei familii tipice de curbe caracteristice ale regimului staţionar.

Au fost studiate regimurile tranzitorii corespunzătoare următoarelor presiuni de începere a deschiderii supapei de succesiune: p_{s0} = 100, 150 şi 200 bar. În toate cazurile studiate, la momentul iniţial debitul pompei a fost egal cu debitul motorului, supapa de succesiune fiind închisă.



a) Ecuaţia de continuitate în nodul A



b) Ecuaţia de continuitate în nodul B

Fig. A.20.1-2. Reţelele de simulare numerică corespunzătoare ecuaţiilor de continuitate.

În figura A.20.1-5 se prezintă ca exemplu variația presiunii de refulare a pompei A2V 55 (HYDROMATIK) în funcție de treapta de debit aplicată regulatorului de presiune pentru p_{s0} = 100 bar. Suprareglarea înregistrată depinde de mărimea treptei de debit, având o valoare maximă normală pentru un sistem de reglare a presiunii cu acțiune directă. Durata regimului tranzitoriu este de ordinul a 0,1...0,2 s, situându-se suficient de departe de limita inferioară, impusă de viteza de impact a tijei cilindrului hidraulic cu limitatorul mecanic al capacității minime.

Valoarea minimă a timpului de basculare recomandată de firma producătoare a pompei este de 0,04 s.

În figura A.20.1-6,a se prezintă variația presiunii în cilindrul hidraulic şi a poziției pistonului acestuia în raport cu timpul pentru p_{s0} = 100 bar. Se constată că presiunea de comandă oscilează cu frecvență mare în faza de deschidere a supapei, până la atingerea deschiderii maxime, după care tinde aperiodic către valoarea de regim staționar.

Din figura 20.1-6,b rezultă că deschiderea supapei este foarte mare în prima fază a regimului tranzitoriu, când supapa este parcursă practic de întreg debitul pompei.

Concluzii asemănătoare se desprind din figurile A.20.1-7 şi A.20.1-8, realizate pentru p_{s0} = 150 bar, respectiv 200 bar.

Pe baza experimentelor de simulare numerică s-a trasat familia de caracteristici din figura A.20.1-9 care indică o comportare statică normală a regulatorului de presiune, confirmând aprecierile calitative formulate la începutul acestui capitol.

Rezultatele numerice confirmă în acelaşi timp alegerea corectă a droselului de comandă, rigidității şi precomprimării resortului cilindrului hidraulic al regulatorului.

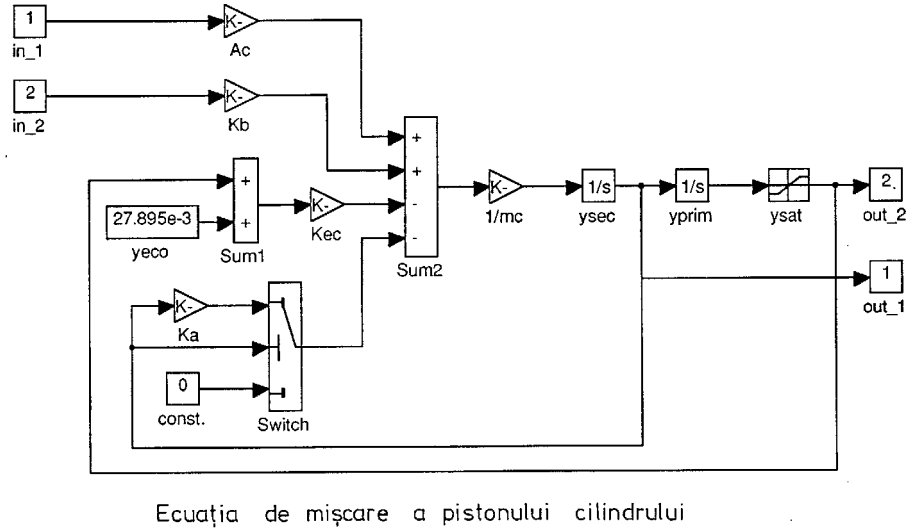


Fig. A.20.1-3. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuației de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic.

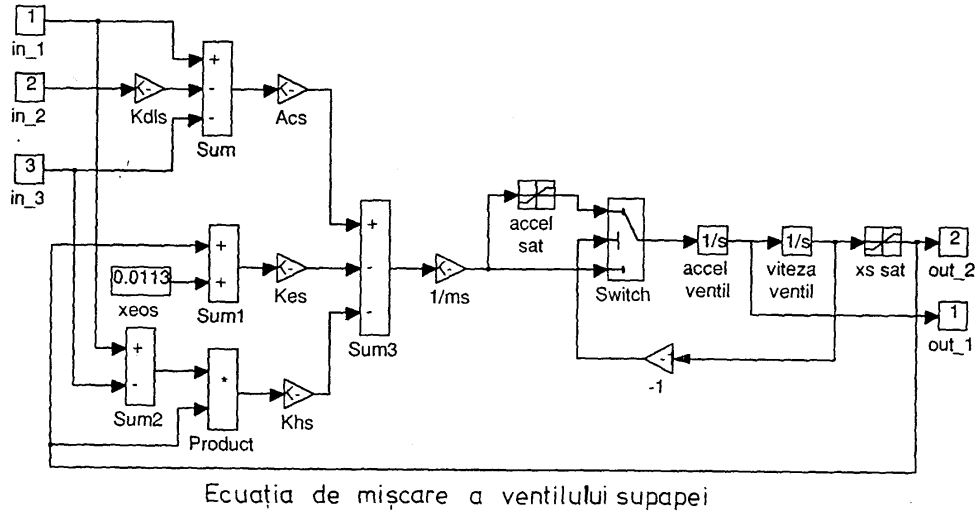


Fig. A.20.1-4. Rețeaua de simulare numerică corespunzătoare ecuației de mișcare a ventilului supapei.

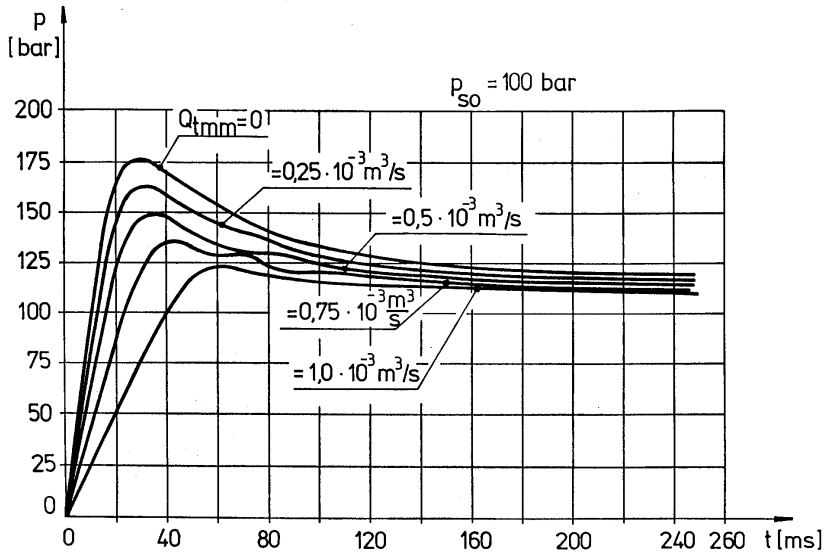
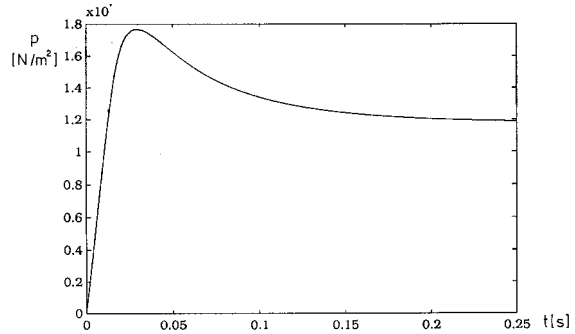
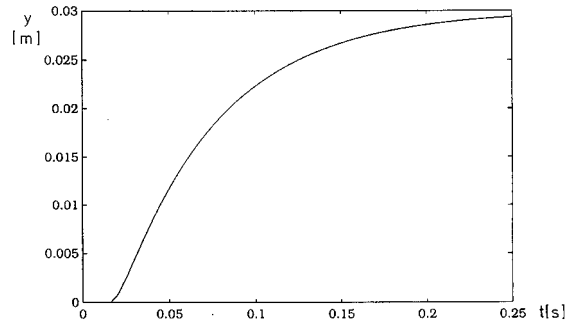
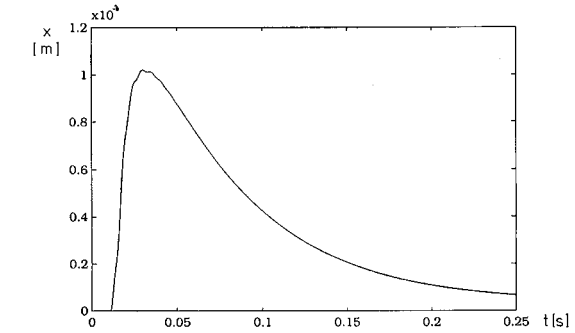


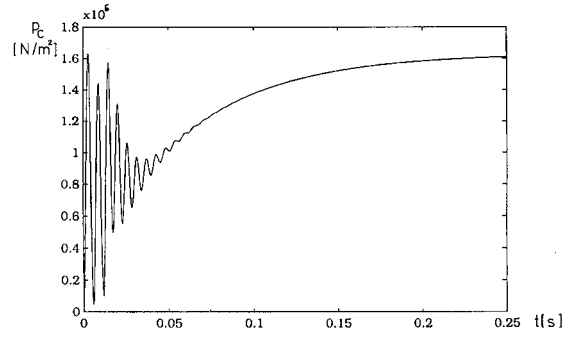
Fig. A.20.1-5. Evoluția presiunii de refulare a pompei pentru diferite variații bruște ale debitului absorbit de motor.





a)





b)

Fig. A.20.1-6. Evoluția unor parametrii în cursul unui regim tranzitoriu tipic provocat de anularea debitului absorbit de motor.

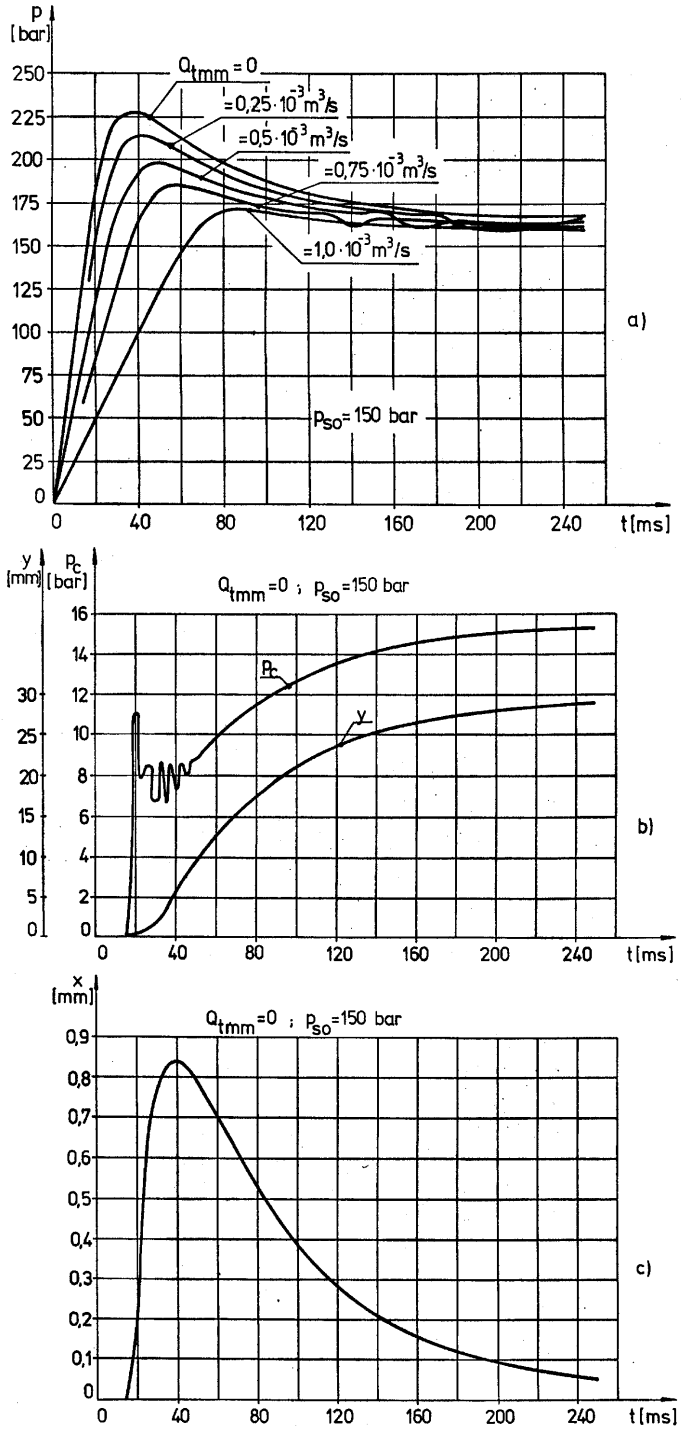


Fig. A.20.1-7. Evoluția unor parametrii în cursul regimului tranzitoriu provocat de anularea debitului motorului (p_{s0} = 150 bar).

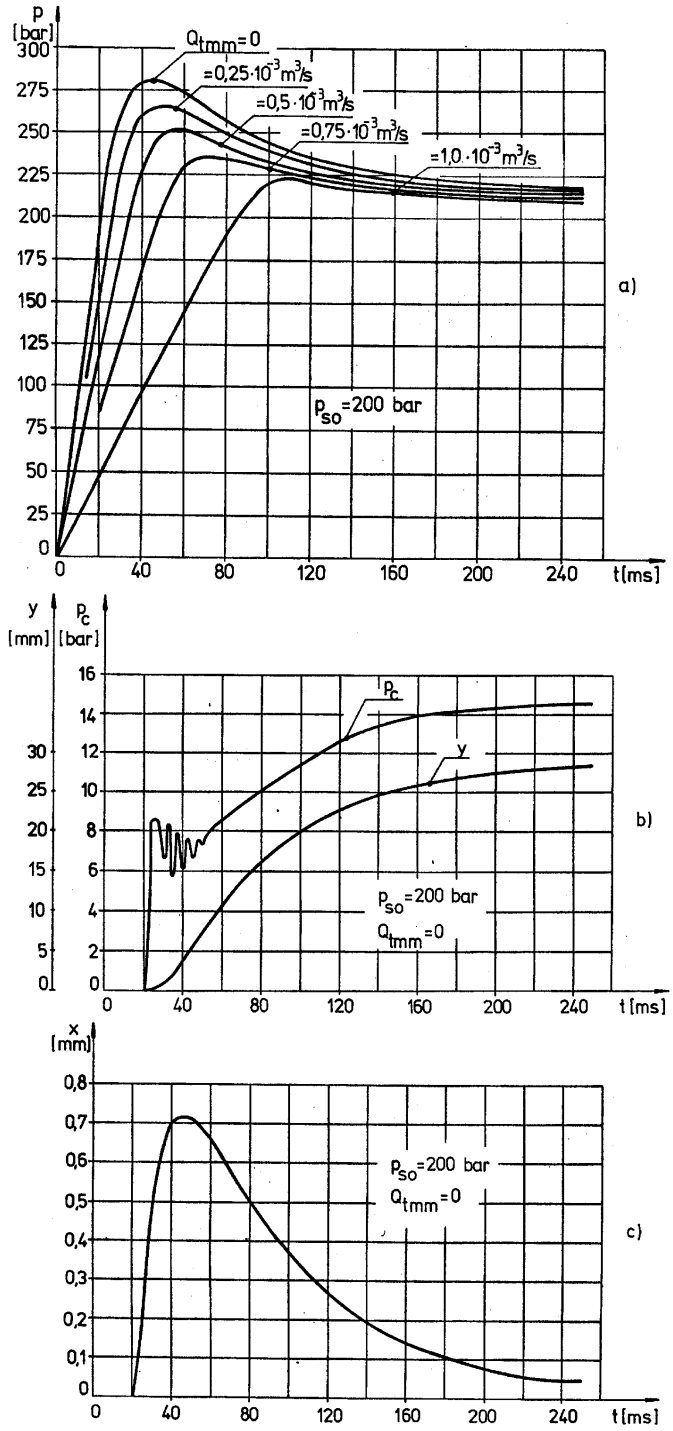


Fig. A.20.1-8. Evoluția unor parametrii în cursul regimului tranzitoriu provocat de anularea debitului motorului (p_{s0} = 200 bar).

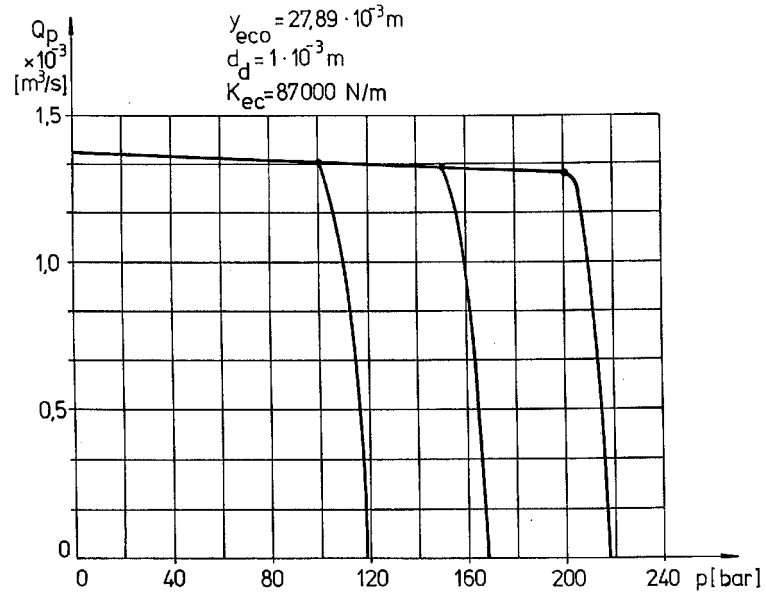


Fig. A.20.1-9.Caracteristici statice ale regulatorului de presiune corespunzătoare presiunii de începere a deschiderii supapei.

21

ANALIZA SERVOPOMPELOR ELECTROHIDRAULICE RAPIDE

21.1. FORMULAREA PROBLEMEI

Sistemele de reglare electrohidraulice performante utilizează amplificatoare electrohidraulice rapide (servovalve).

În acest capitol se prezintă analiza dinamică neliniară a unei servopompe cu pistoane axiale cu bloc înclinat, a cărei capacitate este reglată prin intermediul unui servomecanism electrohidraulic rapid (fig. 21.1).

În cazul general, acesta reglează o transmisie hidrostatică formată dintr-o pompă volumică, un motor volumic şi o supapă de limitare a presiunii, printr-un cilindru hidraulic cu dublu efect şi revenire elastică, conectat la un amplificator electrohidraulic rapid cu 4 căi şi 3 poziţii, cu centrul închis critic.

Poziţia cilindrului hidraulic este măsurată continuu prin intermediul unui traductor de poziţie inductiv, conectat la o punte tensometrică.

Echipamentul electronic de comandă (servocontrolerul) include un modul de prescriere a poziţiei, un modul de calcul şi amplificare a erorii de urmărire, un generator de semnal Dither şi un modul de conversie tensiune - curent (generator de curent), necesar reglării rapide a curentului în bobinele servovalvei.

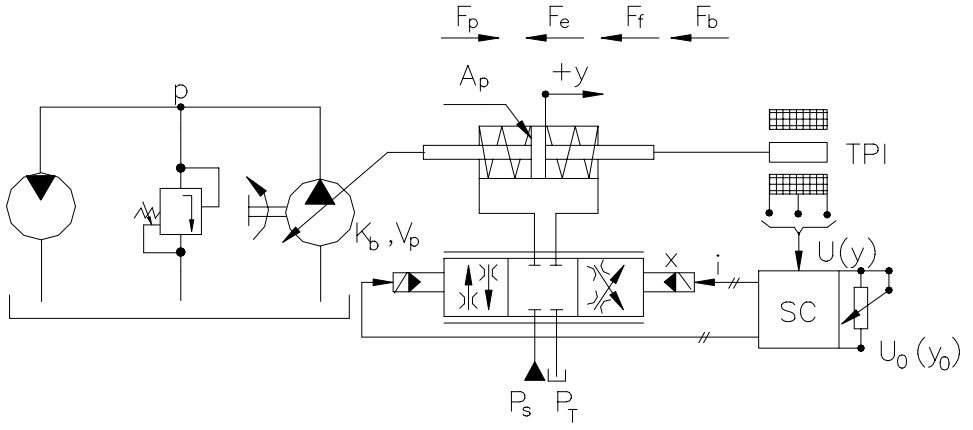


Fig. 21.1. Schema de principiu a sistemului analizat.

Pentru a asigura anularea capacităţii pompei în cazul dispariţiei tensiunii de comandă la bornele servocontrolerului, în schemă se introduce şi un distribuitor cu 2 căi şi 2 poziţii. În absenţa unui semnal de comandă electric, acesta realizează legătura dintre camerele cilindrului hidraulic datorită unui resort precomprimat.

21.2. MODELAREA MATEMATICĂ

Modelul matematic al sistemului conține următoarele ecuații.

1. Caracteristica distribuitorului servovalvei

Etajul de putere al acesteia este uzual un distribuitor de reglare cu 4 căi şi 3 poziții, având ferestre de distribuție riguros dreptunghiulare şi centrul închis critic. Caracteristica acestuia este de forma

$$Q_{SV}(x,p) = c_d A(x)\sqrt{\frac{p_S - \text{sign}x \cdot P}{\rho}}\,. \tag{21.1}$$

În relația de mai sus, x este deplasarea sertarului distribuitorului din poziția neutră; P - diferența de presiune dintre racordurile cilindrului hidraulic; A(x) - aria orificiilor de distribuție pe fiecare cale; c_d - coeficientul de debit al orificiilor, considerat unic; p_S - presiunea de alimentare a servovalvei, considerată constantă.

Caracteristica distribuitorului servovalvei poate fi scrisă sub forma:

$$Q_{SV}(x,P) = K_{Qx} \cdot x \cdot \sqrt{1 - \text{sign}x \cdot P / p_S} \tag{21.2}$$

unde

$$K_{Qx} = \lambda \cdot c_d \cdot \pi \cdot d_s \sqrt{p_S / \rho} \tag{21.3}$$

este factorul de amplificare în debit al distribuitorului, caracterizat prin gradul de utilizare al perimetrului de distribuție, $\lambda \le 1$.

2. Ecuația de mişcare a sertarului

Producătorii de servovalve indică, pentru fiecare exemplar, funcții de transfer corespunzătoare proceselor de reglare lente, normale şi rapide.

Astfel, pentru procesele *lente*, servovalva poate fi considerată un element proporțional, caracterizat numai prin factorul de amplificare:

$$K_{xi} = \left.\frac{\partial x}{\partial i}\right|_{x=0} \tag{21.4}$$

deci

$$x = K_{xi} i \tag{21.5}$$

În procesele de reglare *normale*, servovalva poate fi considerată un element de întârziere de ordinul întâi:

$$\frac{x(s)}{i(s)} = \frac{K_{xi}}{T_{SV}s + 1} \tag{21.6}$$

sau

$$T_{SV} s x(s) + x(s) = K_{xi} i(s) \tag{21.7}$$

Rezultă ecuația diferențială:

$$T_{SV}\frac{dx}{dt}+x=K_{xi}i(t) \tag{21.8}$$

În această relație, T_{SV} este constanta de timp a servovalvei.

În cazul proceselor *rapide,* servovalva trebuie asimilată cu un element de întârziere de ordinul al doilea:

$$\frac{x(s)}{i(s)}=\frac{K_{xi}}{(s/\omega_n)^2+2s\zeta/\omega_n+1} \tag{21.9}$$

unde ω_n este pulsația naturală, iar ζ - factorul de amortizare.

3. Ecuația traductorului de poziție

Traductoarele de poziție inductive şi punțile tensometrice aferente se comportă ca elemente de întârziere de ordinul întâi, având o constantă de timp mult mai mică decât cea a servovalvelor. Uzual, la o frecvență de 1000 Hz, atenuarea unui astfel de sistem de măsură este de – 3 dB. În cazul servopomelor transmisiilor hidrostatice industriale, tensiunea pe care o furnizează puntea tensometrică aferentă unui traductor inductiv de bună calitate (BOSCH, SCHAEWITZ, HÖTTINGER etc.) este practic proporțională cu poziția elementului mobil, solidar cu pistonul cilindrului hidraulic:

$$U_T=K_Ty \tag{21.10}$$

unde K_T este constanta traductorului, [V/m], iar y - deplasarea pistonului cilindrului hidraulic față de poziția neutră.

4. Ecuația comparatorului electronic

Comparatorul calculează şi prelucrează diferența dintre semnalul de referință (prescrierea) U_0 şi semnalul furnizat de traductorul de poziție, U_T:

$$\varepsilon=U_0-U_T \tag{21.11}$$

unde ε este eroarea de reglare. Servocontrolerele *analogice* uzuale includ formatoare de rampă, amplificatoare de eroare de tip PID şi limitatoare de semnale, utilizabile în conformitate cu procesele de reglare în care este implicată servopompa. Servocontrolerele moderne, utilizate în procese de reglare conduse de calculatoare industriale, sunt hibride (numerice şi analogice), partea numerică fiind de tip FUZZY sau de tip neuronal. Utilizarea identificării în timp real (RTI) şi a comenzii predictive generalizate (GPC) conduce la rezultate remarcabile, dar costul sistemului se justifică în prezent doar pentru aplicațiile speciale. Scăderea rapidă a costului echipamentelor de calcul industriale, de mare fiabilitate, precum şi sporirea gradului de redundanță al acestora va produce în următorul deceniu generalizarea comenzii numerice a servomecanismelor electrohidraulice şi a proceselor ce le incorporează.

5. Ecuația generatorului de curent al servocontrolerului.

În cazul utilizării unui amplificator de eroare *proporțional*, generatorul de curent al servocontrolerului poate fi asimilat cu un element proporțional, deoarece este mult mai rapid decât toate celelalte elemente ale sistemului:

$$i = K_{ie}\varepsilon \tag{21.12}$$

unde K_{ie} [A/V] este factorul de conversie, care include şi constanta amplificatorului de eroare.

6. Ecuația de continuitate a subsistemului distribuitor-cilindru hidraulic

Această ecuație constituie legătura dintre debitul servovalvei şi derivata căderii de presiune pe motorul hidraulic:

$$Q_{SV} = A_p\dot{y} + K_l P + \frac{A_p^2}{R_h}\dot{P} \tag{21.13}$$

unde A_p este aria pistonului; K_l - coeficientul de scurgeri între camerele cilindrului hidraulic; R_h - rigiditatea hidraulică a cilindrului hidraulic cu dublu efect,

$$R_h = 2\frac{\varepsilon_e}{V_t}A_p^2 \tag{21.14}$$

În această relație ε_e este modulul de elasticitate echivalent al lichidului, iar V_t este volumul total de lichid din cilindrul hidraulic şi racordurile acestuia.

Pentru micşorarea erorii statice a sistemului se evită utilizarea elementelor de etanşare elastomerice şi se drenează scurgerile în carcasa servopompei. Ca urmare, în calculul coeficientului de scurgeri se poate considera mişcarea laminară printr-o fantă inelară, situată la diametrul mediu al pistonului, d_p, având lungimea l_p:

$$K_l = \frac{\pi d_p j^3}{12\eta l_p} \tag{21.15}$$

unde j este jocul radial mediu al pistonului.

7. Ecuația de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic

Forța de presiune F_p trebuie să învingă forța elastică, F_e, forța de basculare, F_b, forța de frecare, F_f şi forța de inerție, deci

$$m_c\ddot{y} = F_p - F_e - F_b - F_f \tag{21.16}$$

unde

$$F_p = A_p P \tag{21.17}$$

$$F_e = 2(K_{e1} + K_{e2})(y + y_{0e}) = 2K_e(y + y_{0e}) \tag{21.18}$$

$$F_b = K_b P \tag{21.19}$$

iar m_c este masa carcasei basculante, redusă la tija pistonului cilindrului hidraulic.

Pentru forța de frecare dintre piston şi cilindru se consideră o componentă statică, F_{fs} şi una vâscoasă, F_{fv}:

$$F_{fs} = F_{fs0}\,\text{sign}\dot{y} \tag{21.20}$$

$$F_{fv} = K_{fv}\dot{y} \tag{21.21}$$

În cazul servopompelor industriale, cursa pistonului este relativ mică, iar viteza maximă a pistonului nu depăşeşte 1 m/s; astfel, componenta vâscoasă este mult mai mică decât cea statică.

8. Caracteristica servopompei

Debitul teoretic al unei servopompe antrenate la turație constantă este proporțional cu deplasarea pistonului din poziția neutră:

$$Q_{tp} = K_Q y \tag{21.22}$$

Constanta K_Q corespunde capacității maxime, determinată de cursa maximă a servomecanismului electrohidraulic, y_{max}.

Aplicația 21.1 . Simularea numerică a comportării dinamice a unei servopompe electrohidraulice rapide

În sistemul de ecuații care reprezintă modelul matematic al sistemului, există două ecuații neliniare: caracteristica distribuitorului şi ecuația de mişcare a pistonului.

Pentru determinarea soluției sistemului în condiții inițiale nule, se pot utiliza două metode:

a) se neglijează frecările statice şi se determină funcția de transfer cu ajutorul formei liniarizate a caracteristicii distribuitorului, calculând coeficientul debit-presiune al etajului de forță cu metoda propusă în partea anterioară a lucrării:

$$Q_{SV} = K_{Qx} x - K_{QP} P \tag{21.1.1}$$

b) se integrează numeric sistemul neliniar pentru diferite semnale $U_o(t)$ sau perturbații p(t).

Concluziile analizei liniarizate sunt valabile numai pentru micile oscilații ale sistemului în jurul unui punct de funcționare. În cazul semnalelor sau perturbațiilor de mare amplitudine este necesară considerarea modelului neliniar.

Se prezintă în continuare concluziile integrărilor numerice întreprinse cu programul SIMULINK - MATLAB. Rețeaua de simulare numerică sintetică corespunzătoare modelului matematic propus este prezentată în figura A.21.1-1.

Utilizând modelul matematic neliniar prezentat mai sus, s-au efectuat experimente sistematice de simulare numerică pentru a stabili influenţa parametrilor constructivi şi funcţionali asupra comportării dinamice a servopompei.

Calculele prezentate în acest capitol au fost efectuate pentru următoarele date tipice, corespunzătoare unora dintre cercetările experimentale prezentate în capitolele ce urmează: $K_{Qx} = 0{,}88\ m^2/s$; $p_s = 70$ bar; $K_{xi} = 0{,}02$ m/A; $T_{SV} = 0{,}01$s; $U_0 = 1...10$ V; $K_T = 500$ V/m; $A_p = 1{,}256 \cdot 10^{-3}\ m^2$; $K_l = 9{,}1 \cdot 10^{-13}\ m^5/Ns$; $K_{ie} = 0{,}005$ A/V; $R_h/A_p^2 = 1{,}6 \cdot 10^{13}\ N/m^2$; $m_c = 20$ kg; $F_{fs0} = 125 ... 250$ N; $y_{0e} = 5$ mm; $p = 0 ... 300$ bar; $K_e = 100\ 000$ N/m; $K_Q = 0{,}076\ m^2/s$.

În figura A.21.1-2 se prezintă răspunsul servomecanismului la semnale treaptă tipice, având amplitudini cuprinse între 1 V şi 10 V. Se constată că alegerea unei servovalve de capacitate relativ mare asigură un răspuns prompt, adecvat transmisiilor performante. Răspunsul sistemului are caracter *aperiodic*, constanta de timp fiind de ordinul a 0,04 s.

Figurile A.21.1-3 ... A.21.1-8 conţin evoluţiile principalilor parametri funcţionali ai procesului tranzitoriu generat de un semnal treaptă de tensiune de 10 V (maxim): eroarea de urmărire, cursa sertarului servovalvei, debitul acesteia, căderea de presiune pe cilindrul hidraulic şi debitul teoretic al servopompei.

Variaţia bruscă a presiunii de refulare a servopompei provoacă o "alunecare" neglijabilă a pistonului servomecanismului (fig. A.21.1-8): creşterea presiunii de refulare de la zero la 300 bar (perturbaţia maximă posibilă), în cursul răspunsului la un semnal treaptă de mică amplitudine ($U_0 = 1$V), conduce la o reducere temporară a cursei de numai 5 μm pentru o cursă totală de 2 mm. Timpul total de rejectare a perturbaţiei este relativ mare (0,4 s), dar fenomenul este neglijabil, deoarece forţa rezistentă dominantă pentru servomecanism este cea elastică. Datorită acesteia şi scurgerilor dintre camerele cilindrului hidraulic, după terminarea regimului tranzitoriu servovalva rămâne parţial deschisă.

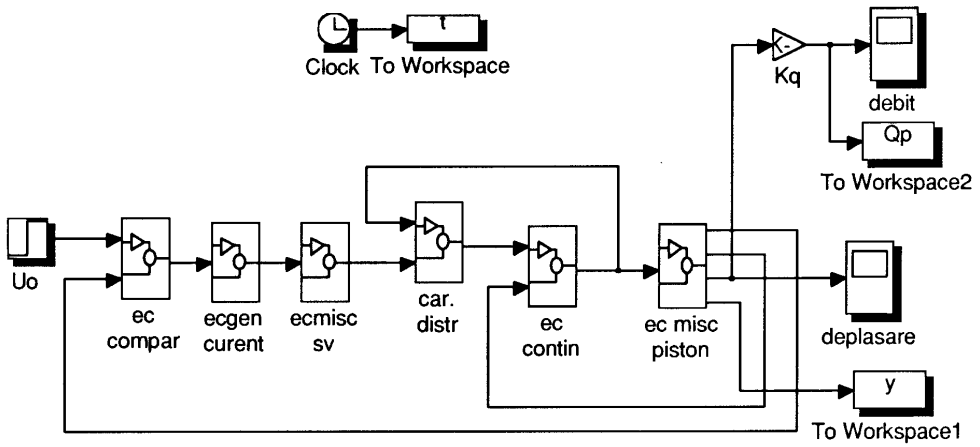


Fig. A.21.1-1. Reţeaua sintetică de simulare numerică a servopompei.

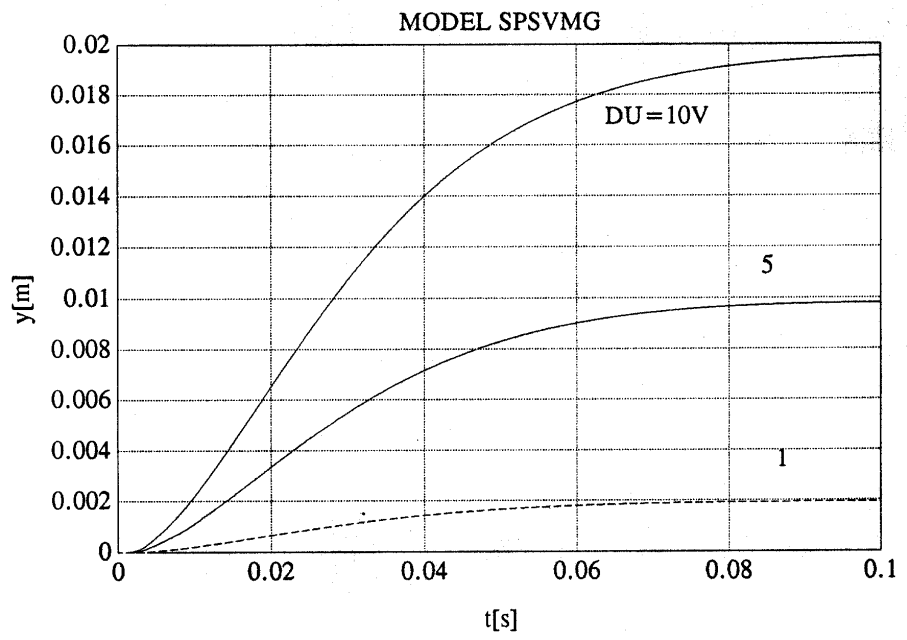


Fig. A.21.1-2. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic la semnale treaptă.

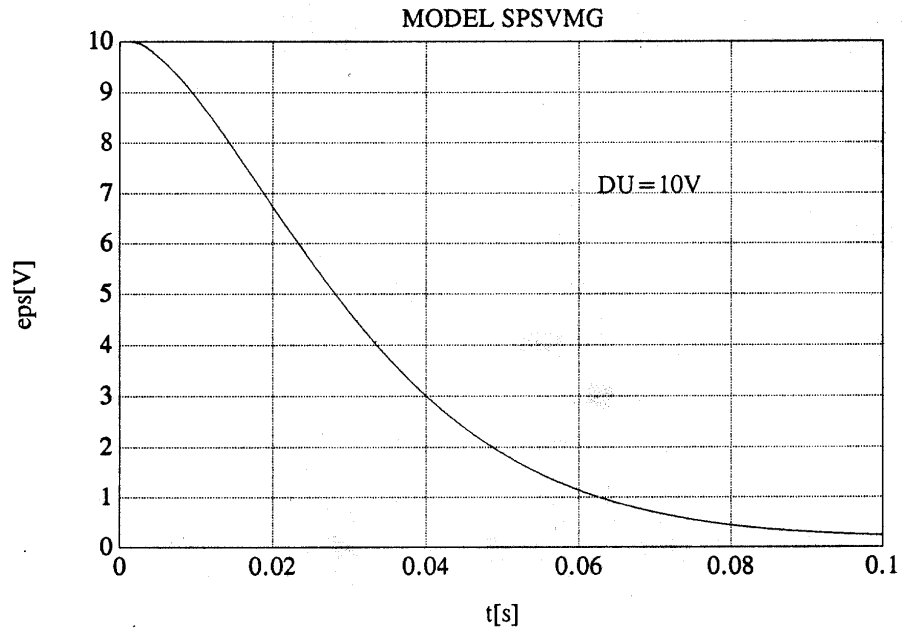


Fig. A.21.1-3. Variația erorii de urmărire pentru semnalul treaptă maxim.

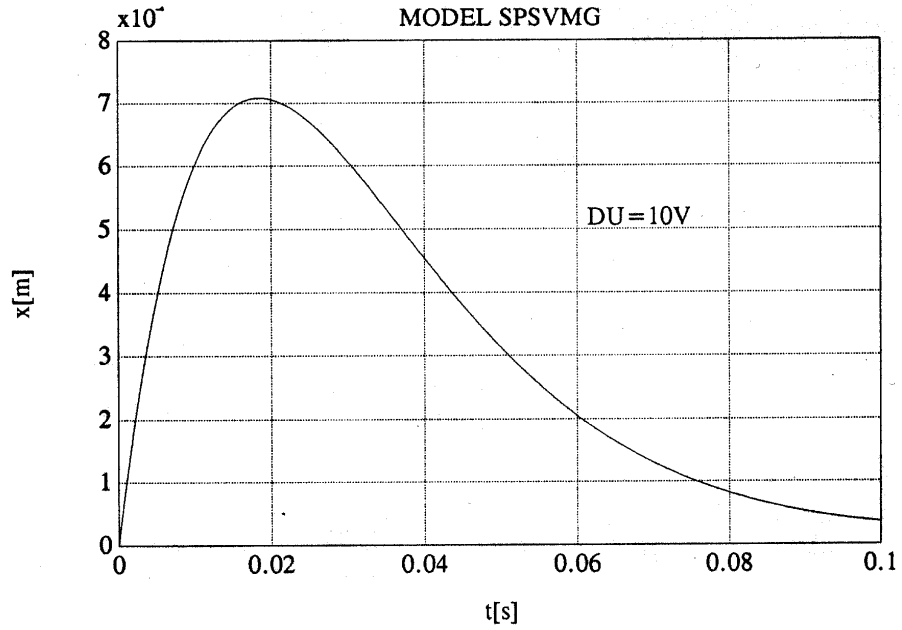


Fig. A.21.1-4. Variația cursei sertarului servovalvei pentru semnalul treaptă maxim.

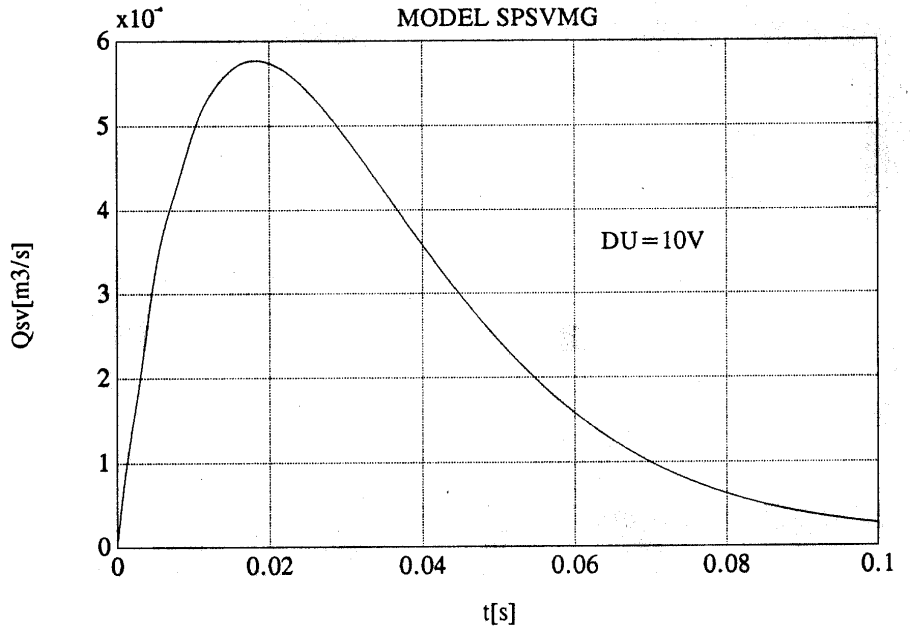


Fig. A.21.1-5. Variația debitului servovalvei pentru semnalul treaptă maxim.

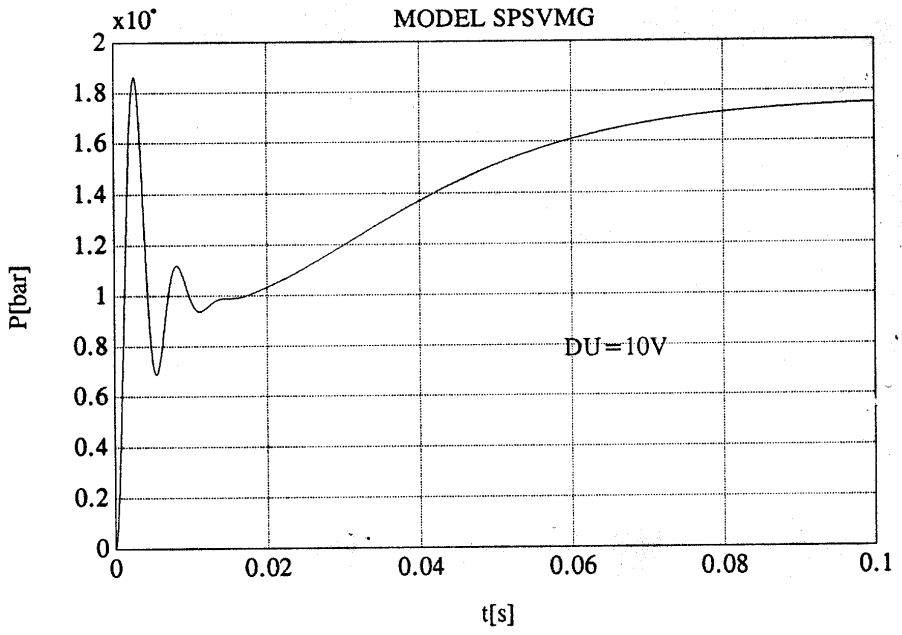


Fig. A.21.1-6. Variația căderii de presiune pe cilindrul hidraulic pentru semnalul treaptă maxim.

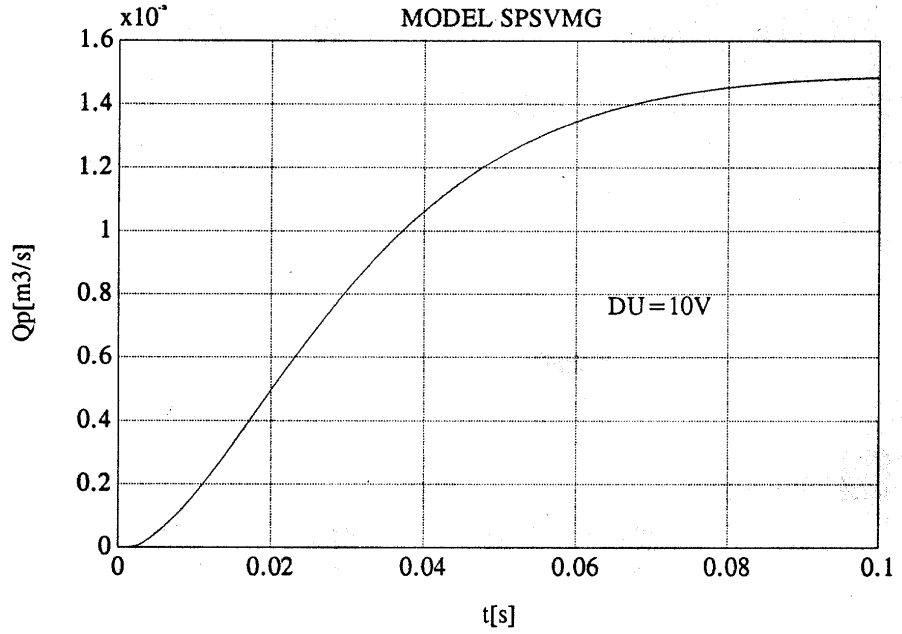


Fig. A.21.1-7. Variația debitului teoretic al servopompei pentru semnalul treaptă maxim.

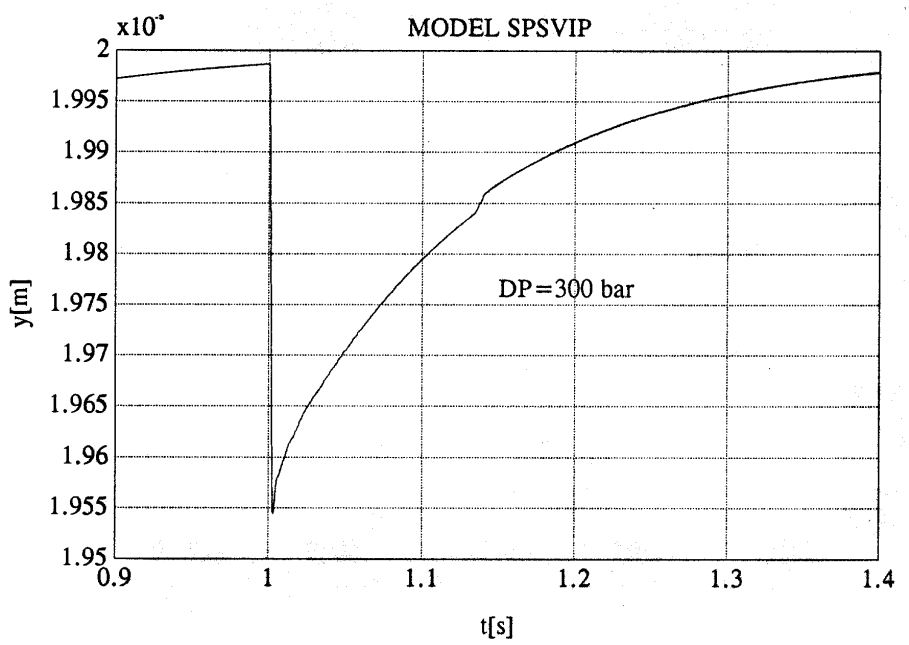


Fig. A.21.1-8. Răspunsul servomecanismului la creşterea bruscă a presiunii de refulare a servopompei.

În figura A.21.1-9 se prezintă influenţa factorului de amplificare în debit al servovalvei asupra răspunsului servopompei la un semnal treaptă de 10 V aplicat la intrare. Se constată că la aceeaşi constantă de timp, viteza de răspuns depinde *esenţial* de mărimea servovalvei. Astfel se explică faptul că, deşi sarcina inerţială a servomecanismelor aferente servopompelor electrohidraulice este relativ redusă faţă de forţa maximă de reglare disponibilă, pentru a obţine performanţe dinamice bune se utilizează servovalve cu debit nominal relativ mare. Această caracteristică este fundamentală pentru servopompele aferente aplicaţiilor performante: antrenarea antenelor staţiilor de radiolocaţie la turaţie constantă, sistemele giroscopice ale pieselor de artilerie etc.

În ansamblu, se constată că datorită masei relativ mici a carcasei basculante a pompei, servopompele cu pistoane axiale nu ridică problemele de stabilitate specifice servomecanismelor caracterizate prin sarcini inerţiale importante (roboţi industriali, simulatoare de solicitări dinamice etc.).

În acelaşi timp, realizarea unor performanţe impuse (durata regimului tranzitoriu, suprareglarea etc.) necesită o acordare relativ precisă a performanţelor statice şi dinamice ale amplificatorului electrohidraulic cu ceilalţi parametri ai sistemului. O constantă de timp mică favorizează esenţial dinamica acestuia (fig. A.21.1-10).

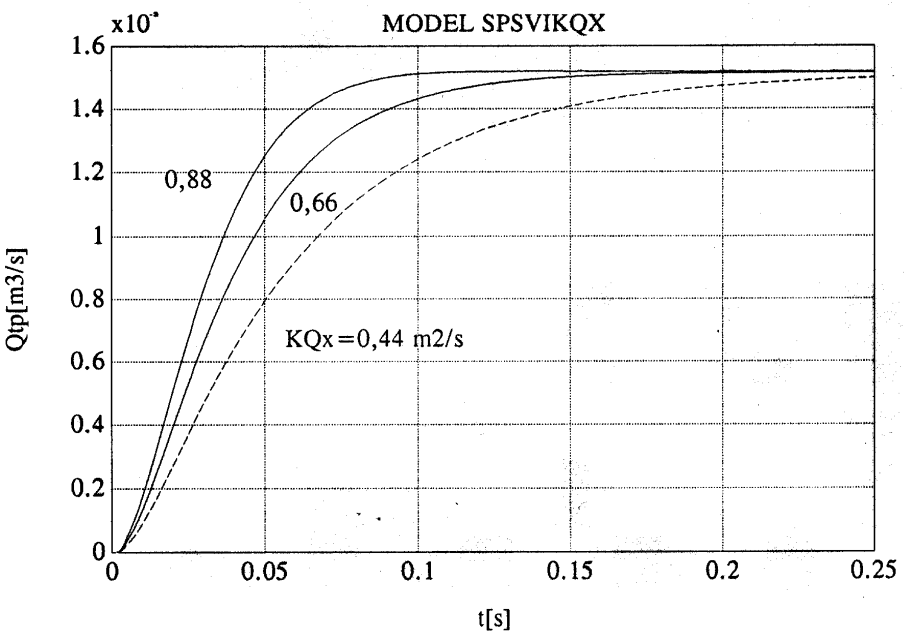


Fig. A.21.1-9. Influența factorului de amplificare în debit al servovalvei.

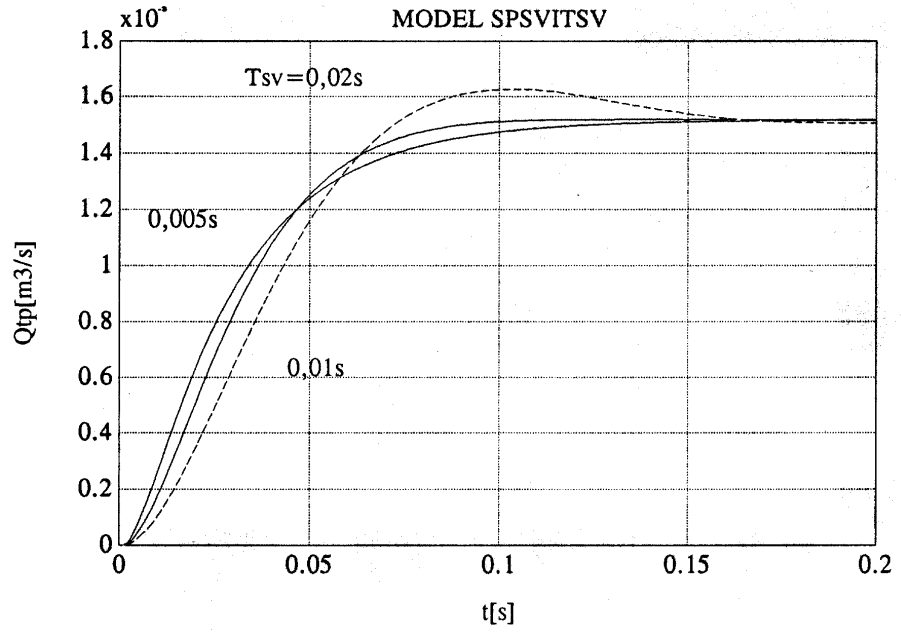


Fig. A.21.1-10. Influența constantei de timp a servovalvei pentru un factor de amplificare în debit constant.

Amplificatoarele electrohidraulice realizate cu electromagneți proporționali, fără reacție internă, au constante de timp de ordinul a 70 ms. Dacă sunt prevăzute cu traductoare de poziție, aceste amplificatoare pot egala performanțele servovalvelor cu motor de cuplu şi reacție de forță uzuale. De exemplu, amplificatorul HRV (BOSCH), care include şi servocontrolerul cu intrare analogică, are o constantă de timp mult mai mică de 10 ms. În primul caz, pentru a obține o suprareglare acceptabilă, este necesară reducerea factorului de amplificare a erorii de 5 ori față de cel de-al doilea (fig. A.21.1-11).

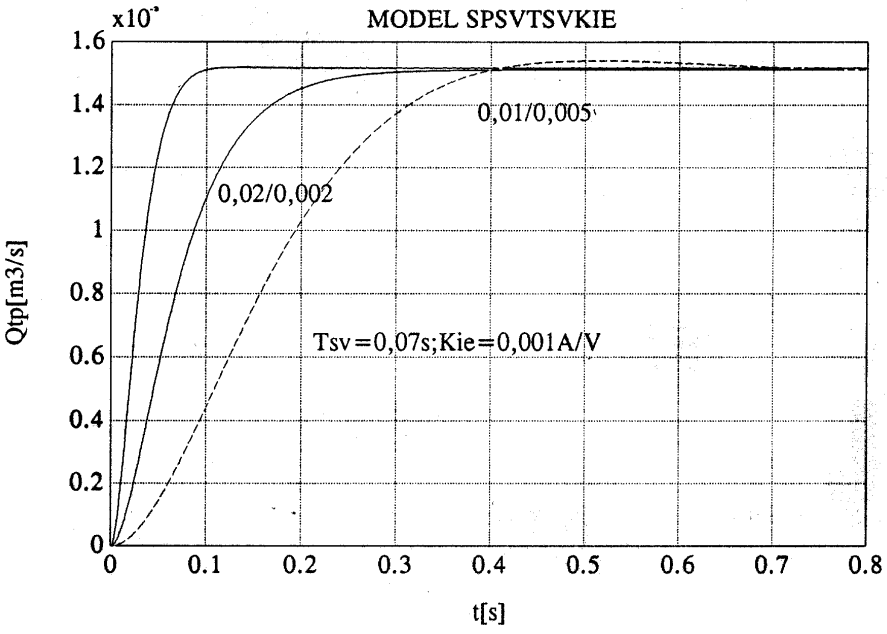


Fig. A.21.1-11. Răspunsul servopompei pentru diferite tipuri de amplificatoare electrohidraulice (constante de timp şi factori de amplificare a erorii).

22

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA SERVOMECANISMELOR ELECTROHIDRAULICE RAPIDE

22.1. STRUCTURA SERVOMECANISMULUI ÎNCERCAT

În acest capitol se prezintă sintetic rezultatele cercetărilor experimentale întreprinse asupra unui servomecanism electrohidraulic adecvat servopompelor de mare capacitate (fig. 22.1, 22.2). Sarcina dominantă a servomecanismului este de tip elastic, fiind realizată printr-un resort amplasat într-o casetă ce permite reglarea precomprimării acestuia. Flambajul resortului şi eforturile radiale pe care acesta le introduce uzual în ghidajele tijei sunt evitate prin tratarea specială a spirelor de sprijin. În plus, talerele de sprijin sunt şanfrenate spre resort şi intră în contact cu acesta prin şaibe sferice.

Servomecanismul este format dintr-un cilindru hidraulic cu dublu efect, simetric, cu tijă bilaterală, de construcţie specială, o servovalvă electrohidraulică cu reacţie de forţă şi un traductor de poziţie inductiv, conectat la o punte tensometrică. Presiunile în camerele cilindrului hidraulic sunt măsurate cu traductoare inductive HÖTTINGER.

Servomecanismul este alimentat de o sursă de presiune constantă de bună calitate, prevăzută cu un acumulator hidropneumatic de mare capacitate (HYDAC) şi o supapă pilotată de mare capacitate (REXROTH).

Pentru a limita efectul propagării undelor de presiune în conductele de alimentare şi drenare, la racordurile servovalvei sunt conectate două acumulatoare hidropneumatice produse de firma HYDAC, dimensionate după metoda propusă de Viersma şi Ham.

Ghidajele cilindrului hidraulic sunt teflonate, iar etanşările sunt compuse din teflon armat şi aditivat şi elastomer butadienic (SIMRIT), permiţând eliminarea substanţială a frecării statice. Procedeul este utilizat de toţi marii producătorii de cilindri hidraulici de mare viteză (MTS, SCHENK, MOOG etc.). Datorită acestor calităţi, servocilindrul poate suporta sarcini radiale importante, corespunzătoare maselor ataşate tijei pentru a echivala inerţia carcasei basculante a pompei reglate.

Servovalvele utilizate sunt produse de firmele MOOG (seria 76) şi ORSTA (seria TGL 33649). Performanţele statice şi dinamice ale celor două tipuri de servovalve sunt comparabile: frecvenţa corespunzătoare unui defazaj de 90^o este mai mare de 80 de Hz, curentul de excitare având amplitudinea nominală.

Semnalele necesare pentru identificarea dinamică a servomecanismului sunt furnizate de un generator numeric programabil de mare precizie (STANDFORD RESEARCH CORPORATION, tip DS 345). Calibrarea tuturor semnalelor se face cu un multimetru numeric de mare precizie (KEITHLEY 2000).

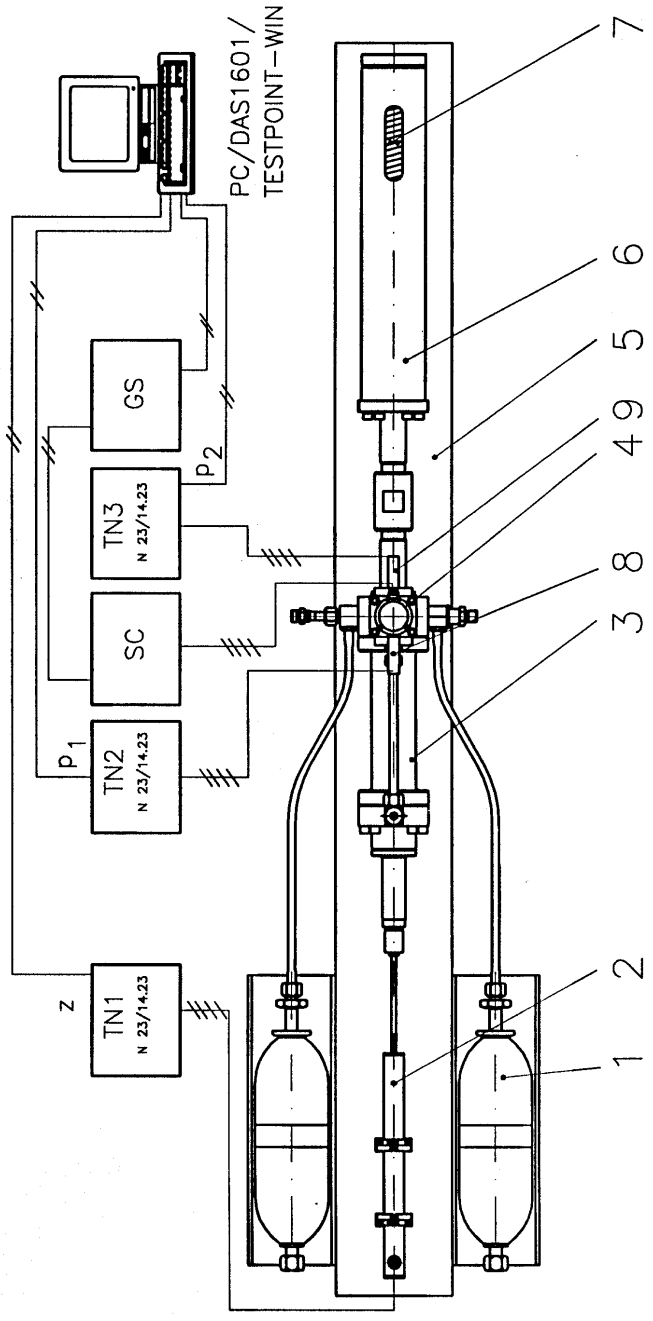


Fig. 22.1. Stand pentru încercarea unui servomecanism electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică:
1 - acumulator oleopneumatic; 2 - traductor inductiv de deplasare, 3 - motor hidraulic liniar; 4 - servovalvă electrohidraulică cu reacție de forță; 5 - suport; 6 - casetă;
7 - resort precomprimat; 8, 9 - traductori de presiune.

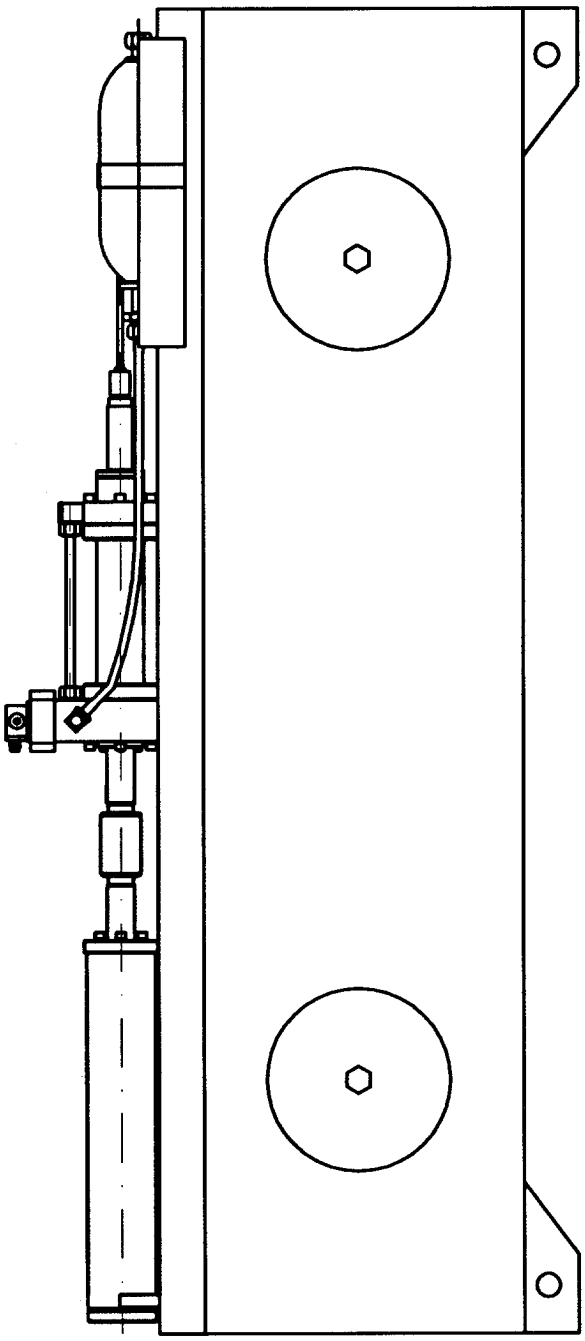


Fig. 22.2. Vedere laterală a standului.

Servocontrolerul, produs ca unicat de Institutul de Hidraulică şi Pneumatică, include un amplificator de eroare PID prevăzut cu posibilitatea reglării continue a parametrilor de acordare din exterior, prin potenţiometre peliculare.

Toate echipamentele electronice sunt conectate prin condiţionere de semnale la un sistem de achiziţie şi prelucrare a datelor experimentale format dintr-un calculator DTK PENTIUM PC şi o interfaţă de achiziţie KEITHLEY DAS 1601, asistată de programul TESTPOINT for WINDOWS.

În ansamblu, servomecanismul permite simularea regimurilor tranzitorii specifice unei clase largi de aplicaţii industriale moderne, caracterizate prin sarcini de tip inerto-elastic.

22.2. PERFORMANŢELE STATICE ŞI DINAMICE ALE SERVOMECANISMULUI ÎNCERCAT

Cercetările experimentale au avut următoarele obiective:

a) acordarea amplificatorului de eroare pentru a obţine o precizie statică satisfăcătoare din punctul de vedere al reglării capacităţii unei servopompe de uz general;

b) determinarea capacităţii de urmărire a servomecanismului.

Servomecanismele electrohidraulice ale servopompelor industriale sunt alimentate prin circuite independente, cu o filtrare corespunzătoare (cel puţin 10 μm). Presiunea sursei depinde de performanţele impuse de aplicaţie, fiind uzual cuprinsă între 70 şi 210 bar. Încercările prezentate în acest capitol au fost efectuate la presiunea de 70 bar.

În figura 22.3 se prezintă caracteristica statică corespunzătoare unui amplificator de eroare strict proporţional, al cărui factor de amplificare este K_p = 10. Frecvenţa semnalului de tip rampă este suficient de mică (f = 0,025 Hz) pentru a genera un regim cvasistatic. S-a impus o amplitudine normală pentru servopompele de mare capacitate, A = ± 50 mm. Se constată că precizia statică este normală, histerezisul maxim al caracteristicii statice fiind mai mic de 0,5%. Mărirea factorului de amplificare (K_p = 40) în aceleaşi condiţii (fig. 22.4) provoacă creşterea histerezisului maxim la cca 1%.

Introducerea unei componente integratoare în comparatorul de eroare (fig. 22.5) reduce histerzisul maxim la 0,25%, pentru un factor de amplificare uşor mărit (K_p = 13).

Introducerea unei componente derivative în aceleaşi condiţii provoacă mărirea histerezisului întregii caracteristici (fig. 22.6).

Răspunsul servomecanismului prevăzut cu amplificator de eroare PI la semnal treaptă (fig. 22.7) este prompt şi are caracter aperiodic, suprareglarea fiind neglijabilă. În cazul amplificatorului PD, răspunsul la semnal treaptă (fig. 22.8) are două porţiuni caracteristice: iniţial, viteza pistonului este mare şi eroarea scade rapid, iar ulterior viteza scade semnificativ, mărind de circa 3 ori durata regimului tranzitoriu. În acest caz, servomecanismul se comportă ca un sistem tipic de ordinul 3.

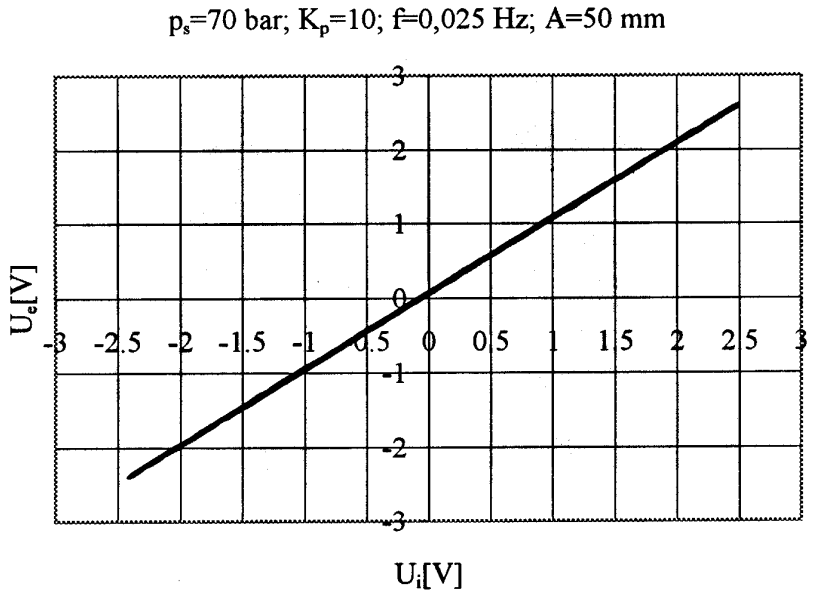


Fig. 22.3. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică.

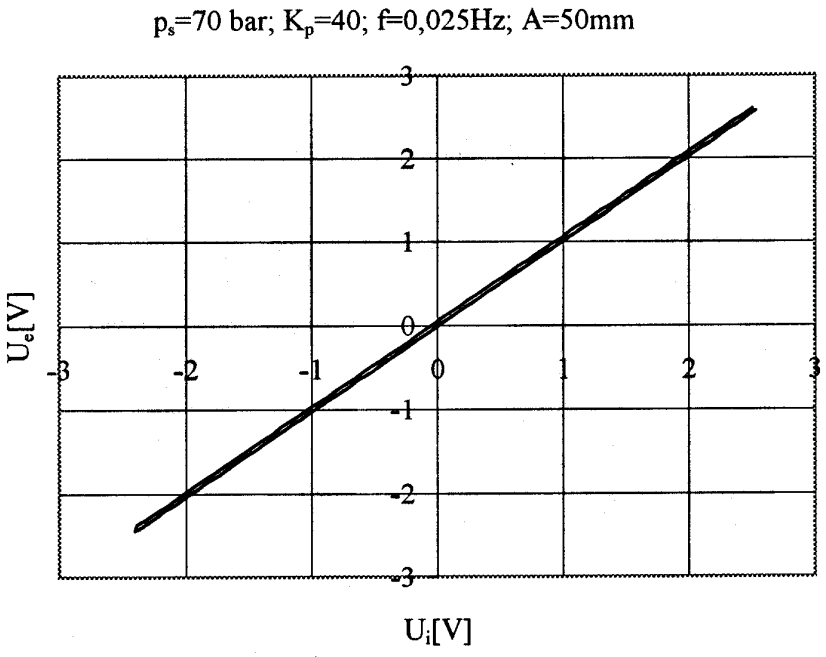


Fig. 22.4. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică: influența factorului de amplificare a erorii.

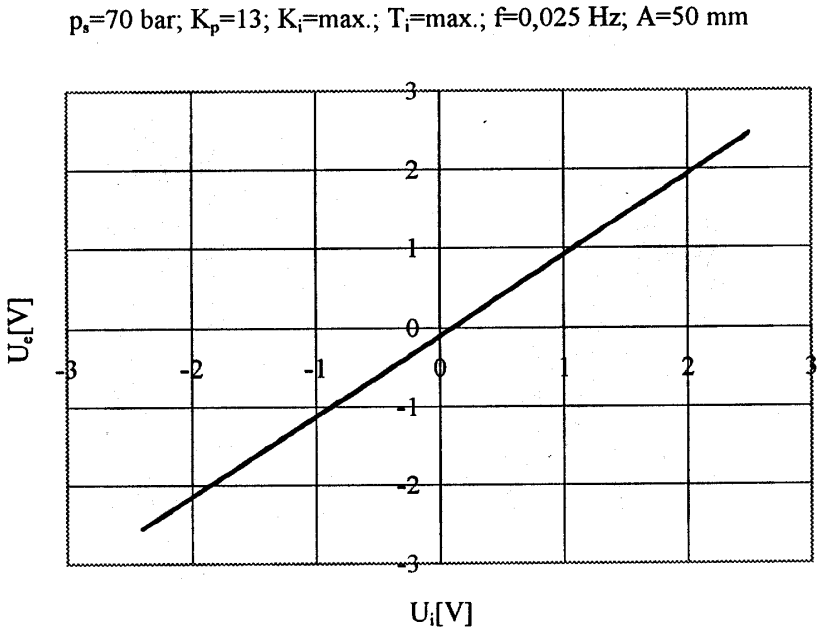


Fig. 22.5. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică: influența componentei integratoare a amplificatorului de eroare.

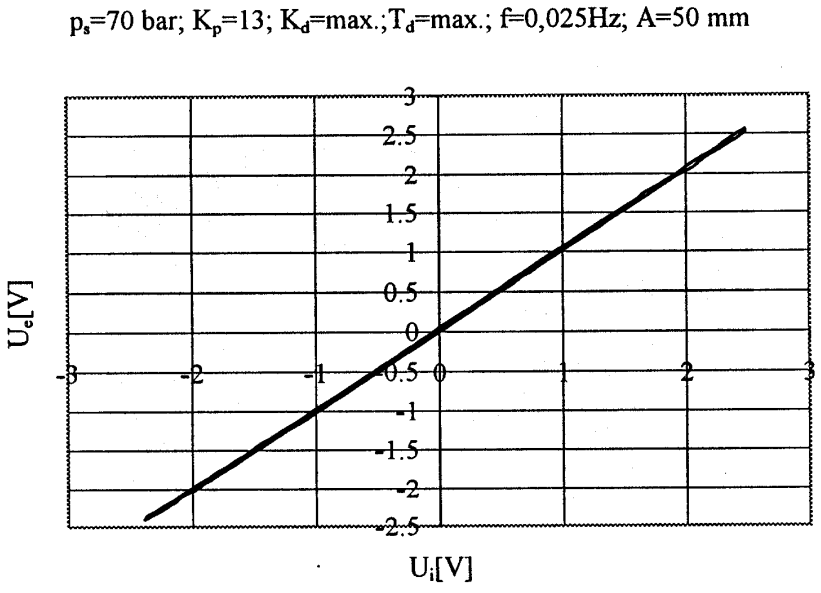


Fig. 22.6. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică: influența componentei derivative a amplificatorului de eroare.

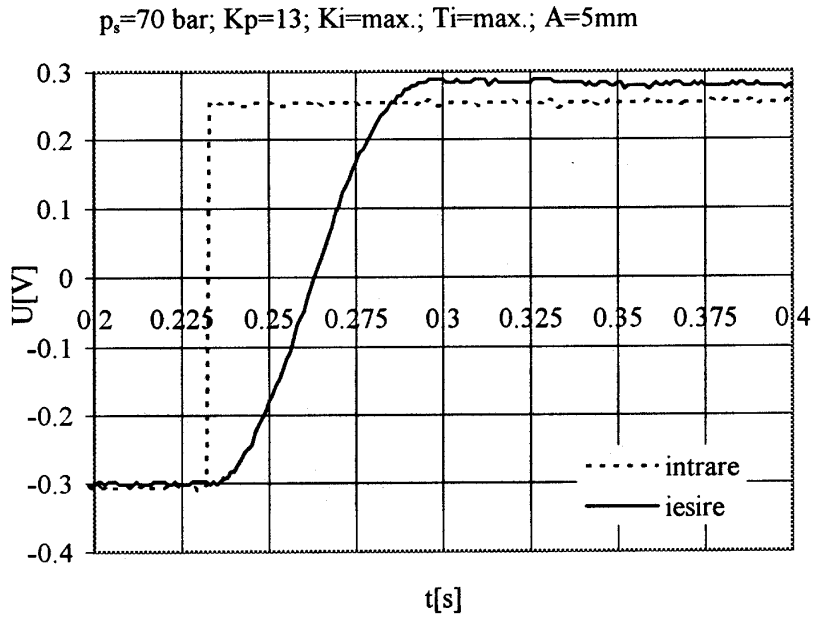


Fig. 22.7. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică, la semnal treaptă; influența componentei integratoare a amplificatorului.

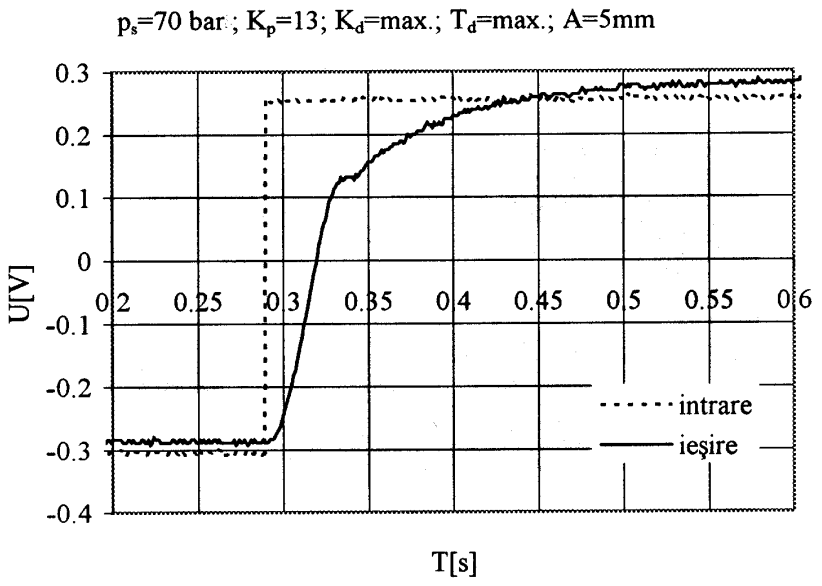


Fig. 22.8. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică, la semnal treaptă; influența componentei derivative a amplificatorului.

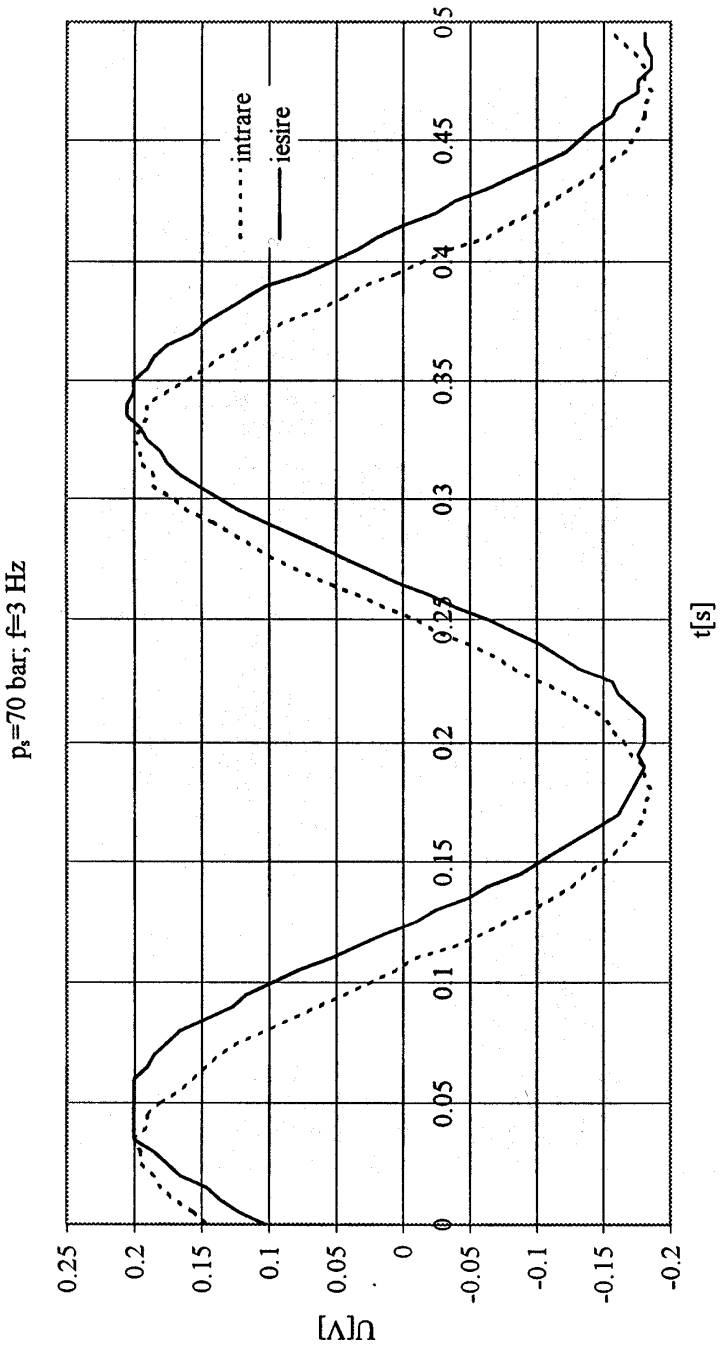


Fig. 22.9. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică, la semnal sinusoidal.

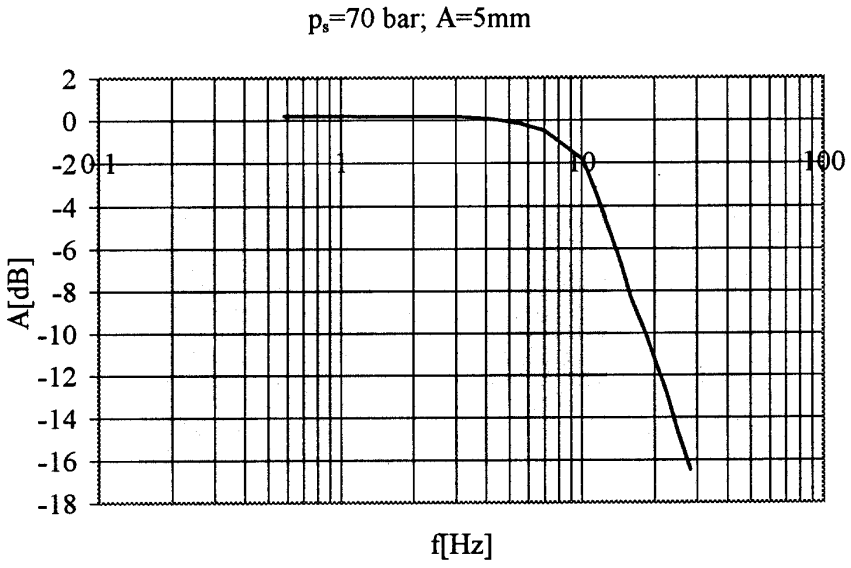


Fig. 22.10. Caracteristica atenuare - frecvență a servomecanismului electrohidraulic rapid, cu sarcină elastică.

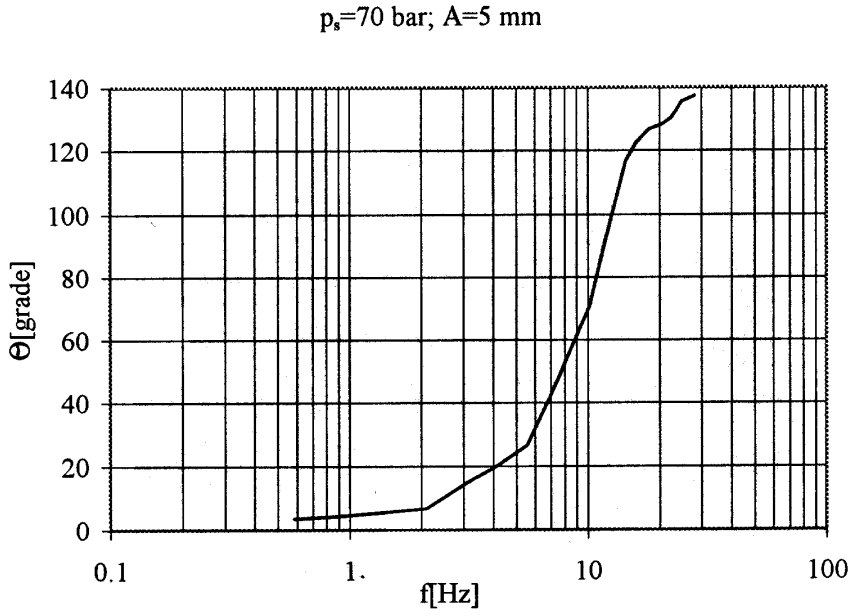


Fig. 22.11. Caracteristica fază - frecvență a servomecanismului electrohidraulic rapid cu sarcină elastică.

Răspunsul în frecvență are un aspect normal (fig. 22.9), distorsiunea semnalului de excitație fiind neglijabilă.

Diagrama Bode (fig. 22.10 şi 22.11) indică o capacitate de urmărire suficientă pentru o servopompă destinată reglării debitului furnizat unui motor hidraulic.

Frecvența corespunzătoare unui defazaj de 90^0 este de circa 12 Hz la o amplitudine A = 5 mm.

Rezultatele experimentale sunt în bună concordanță cu cele teoretice, stabilite cu metoda prezentată în capitolul anterior.

23

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA SERVOPOMPELOR ELECTROHIDRAULICE RAPIDE

23.1. STRUCTURA SERVOPOMPEI ÎNCERCATE

Acest capitol este consacrat prezentării sintetice a rezultatelor cercetărilor întreprinse de autori asupra modelului experimental al unei servopompe electrohidraulice industriale de capacitate mică (fig. 23.1), în scopul evidenţierii influenţei *forţelor de frecare* şi a *jocurilor* din mecanismul de reglare.

Servopompa este formată dintr-o pompă cu pistoane axiale industrială tip F216 K1, produsă în serie de Uzina Mecanică Plopeni şi un servomecanism electrohidraulic rapid, conceput şi realizat special pentru această cercetare.

Pompa este prevăzută cu un dispozitiv de reglare cu tijă bilaterală tip V1100M, modificat în scopul reducerii scurgerilor, jocurilor şi forţelor de frecare, în limita posibilităţilor oferite de geometria componentelor şi de materialele disponibile.

Servomecanismul (fig. 23.2) este format dintr-un cilindru hidraulic de construcţie specială, cu dublu efect, simetric, cu tijă bilaterală, o servovalvă electrohidraulică cu reacţie de forţă şi un traductor de poziţie rezistiv pelicular, de mare precizie, produs de firma PENNY & GILLES (Anglia), conectat la o punte tensometrică specializată. Aria utilă a pistonului este foarte mică în raport cu debitul nominal al servovalvei. Datorită acestei particularităţi, servocilindrul poate funcţiona la frecvenţe mari, dar forţele dezvoltate sunt relativ mici, corespunzătoare cerinţelor excitării cu semnale standard a unor echipamentelor hidraulice.

Ghidajele cilindrului hidraulic sunt realizate din teflon armat cu fibră de sticlă şi aditivat cu bisulfură de molibden, iar camerele de volum variabil dintre piston şi capace sunt *drenate* direct la rezervor. Astfel, etanşările sunt solicitate la o suprapresiune neglijabilă. Fiind compuse din teflon şi elastomer butadienic (SIMRIT), ele introduc o frecare statică neglijabilă. Servomecanismul este alimentat de o sursă de presiune constantă, prevăzută cu un acumulator hidropneumatic de mare capacitate (HYDAC), o supapă pilotată de mare capacitate (REXROTH) şi un filtru de mare fineţe (5 μm) produs de firma DOWTY. Efectul propagării undelor de presiune în conductele de alimentare şi drenare ale servomecanismului este limitat prin conectarea la racordurile servovalvei a două acumulatoare hidropneumatice (HYDAC), dimensionate corespunzător. Servovalva utilizată este produsă de firma MOOG (seria 76). Sarcina dominantă a servomecanismului este de tip *inerţial*.

Semnalele necesare pentru identificarea dinamică a servopompei sunt furnizate de un generator numeric programabil de mare precizie tip DS 345 produs

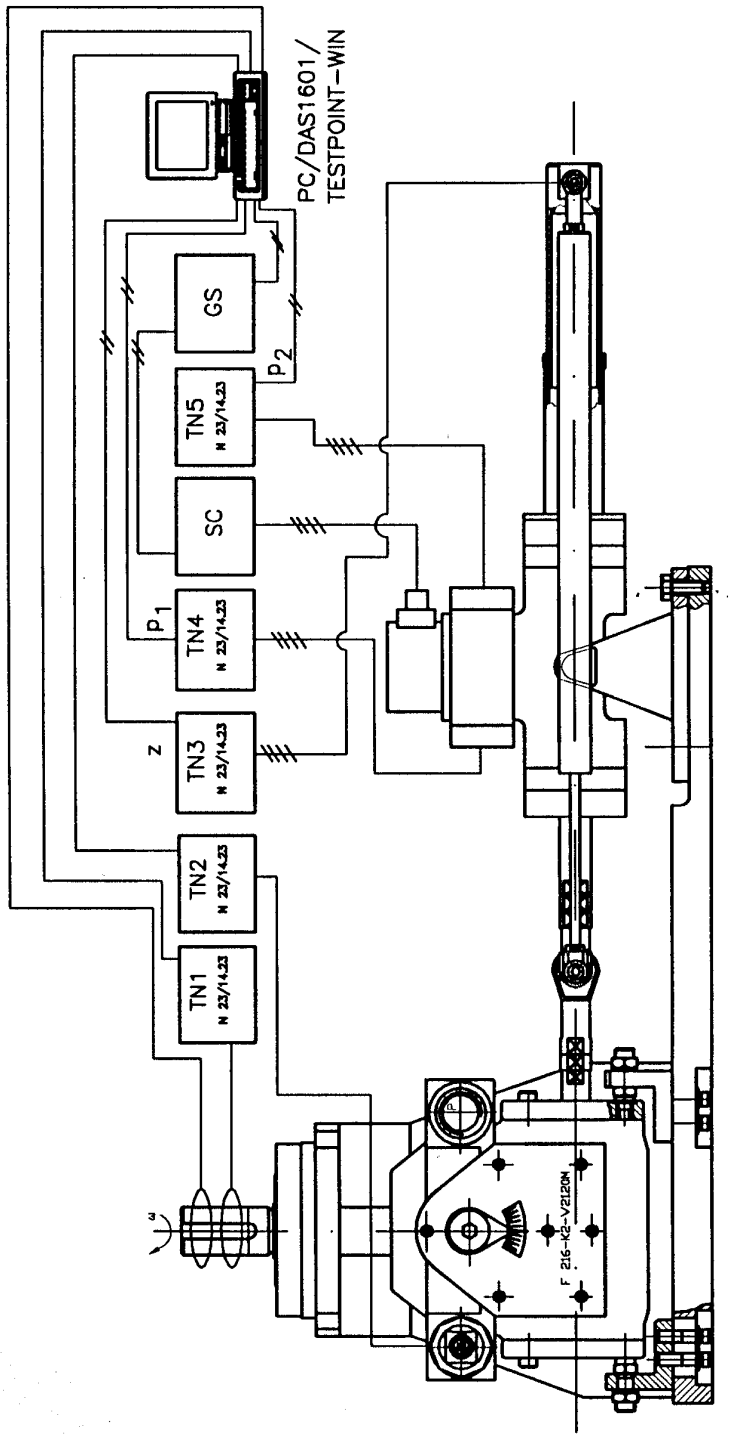


Fig. 23.1. Servopompă electrohidraulică rapidă (model experimental).

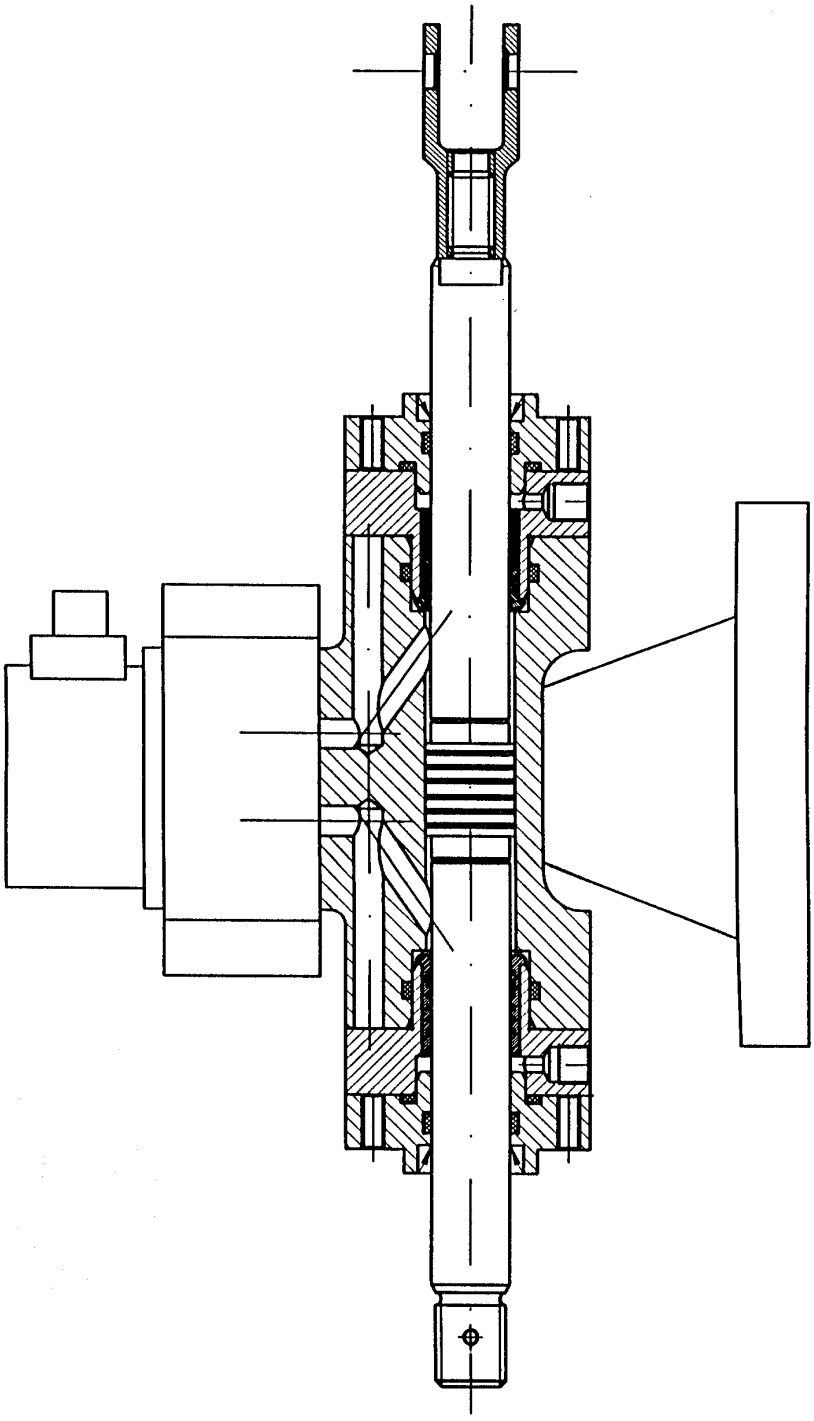


Fig. 23.2. Servomecanism electrohidraulic (secțiune longitudinală).

de firma STANDFORD RESEARCH SYSTEMS. Calibrarea tuturor semnalelor se face cu un multimetru numeric de mare precizie (KEITHLEY 2000).

Servocontrolerul, produs ca unicat de Institutul Național de Cercetări Aerospațiale, include un amplificator de eroare PID, prevăzut cu posibilitatea reglării continue a parametrilor de acordare din exterior, prin potențiometre peliculare.

Toate echipamentele electronice sunt conectate prin condiționere de semnale la un sistem de achiziție şi prelucrare a datelor experimentale format dintr-un calculator DTK PENTIUM PC şi o interfață de achiziție KEITHLEY DAS 1601, asistată de programul TESTPOINT for WINDOWS.

23.2. PERFORMANȚELE STATICE ŞI DINAMICE ALE SERVOPOMPEI ÎNCERCATE

Cercetările experimentale au avut următoarele obiective:

a) acordarea amplificatorului de eroare pentru a obține o precizie statică satisfăcătoare din punctul de vedere al reglării capacității unei servopompe de uz general;

b) determinarea vitezei de răspuns a servopompei la semnale treaptă de tensiune aplicate la intrare şi la perturbații introduse prin variația forței de basculare, corespunzătoare variației presiunii de refulare a pompei.

În toate experimentele, servopompa a fost alimentată la o presiune constantă (p_s = 100 bar), în condiții de filtrare specifice sistemelor electrohidraulice performante, pentru a exclude orice eroare în funcționarea servovalvei.

Servomecanismul acționează tija de reglare a capacității printr-o articulație sferică teflonată (AMPEP - GERMANIA), având o uşoară prestrângere care exclude practic jocul dintre tija pistonului şi tija de comandă. Astfel, întreg jocul relevat de caracteristica statică a servopompei corespunde mecanismului de reglare.

În scopul evidențierii efectului forțelor de frecare şi al jocurilor din mecanismul de reglare al capacității pompei, caracteristica statică a fost obținută printr-un semnal triunghiular de foarte joasă frecvență (0,025 Hz), iar cursa tijei de reglare a fost explorată atât integral (0 ... 16,7 mm), cât şi parțial (0 ... 6 mm).

La o turație de antrenare normală (n_p = 1000 rot/min), histerezisul mediu al cursei este de circa 0,15 mm (fig. 23.3). Această valoare se dublează dacă turația pompei este nulă (fig. 23.4). Histerezisul mediu corespunzător frecărilor este de circa 0,1 mm şi corespunde îndeosebi forței de reglare disponibile relativ mici.

Forța de frecare medie atinge 90 N, principala componentă a acesteia provenind din etanşările cepurilor de basculare. Acestea sunt realizate cu inele O, prevăzute cu inele antiextruziune din relon. În plus, lagărul axial inferior al carcasei de basculare este realizat prin contactul direct al cepului de basculare cu un inel de oțel dur (nitrurat).

Servocontrolerul utilizat este prevăzut cu un amplificator de eroare PID. Răspunsul servopompei la semnal treaptă (fig. 23.5) este *prompt* şi are caracter *aperiodic*, suprareglarea fiind *neglijabilă*.

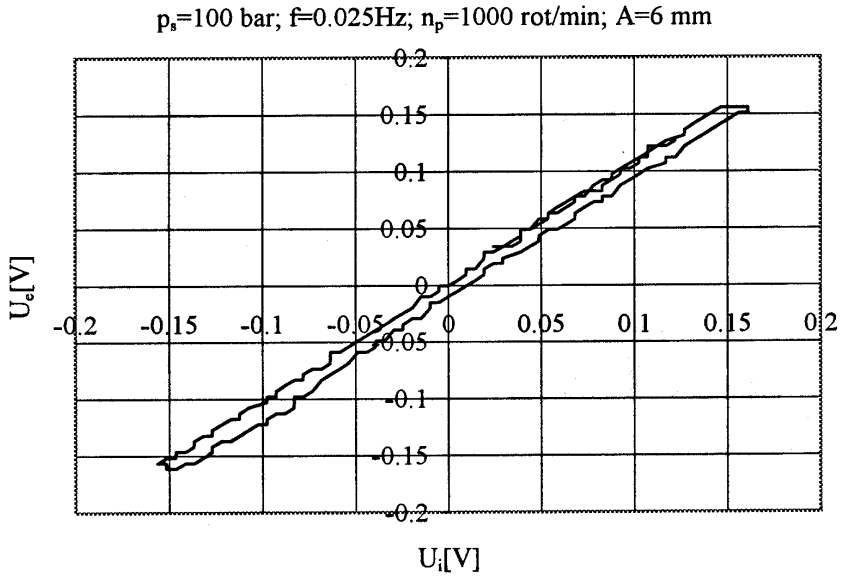


Fig. 23.3. Caracteristica statică a servopompei electrohidraulice rapide la o turație normală.

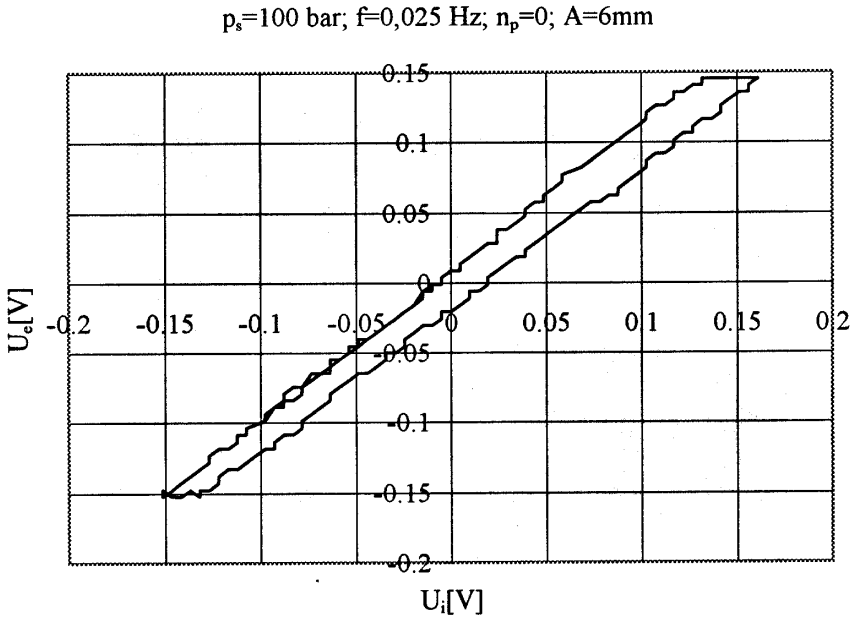


Fig. 23.4. Caracteristica statică a servopompei electrohidraulice rapide la turație nulă.

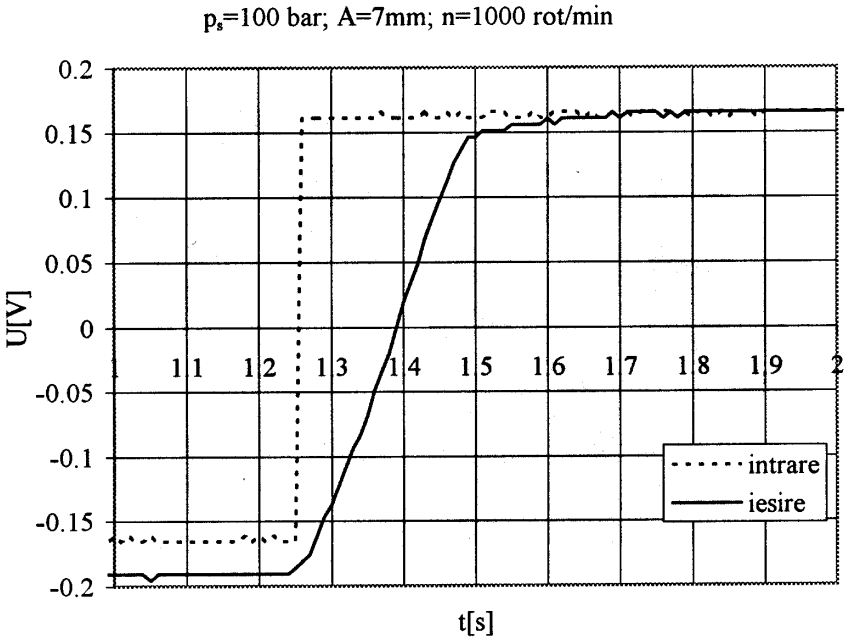


Fig. 23.5. Răspunsul servopompei electrohidraulice rapide la un semnal treaptă de tensiune normat.

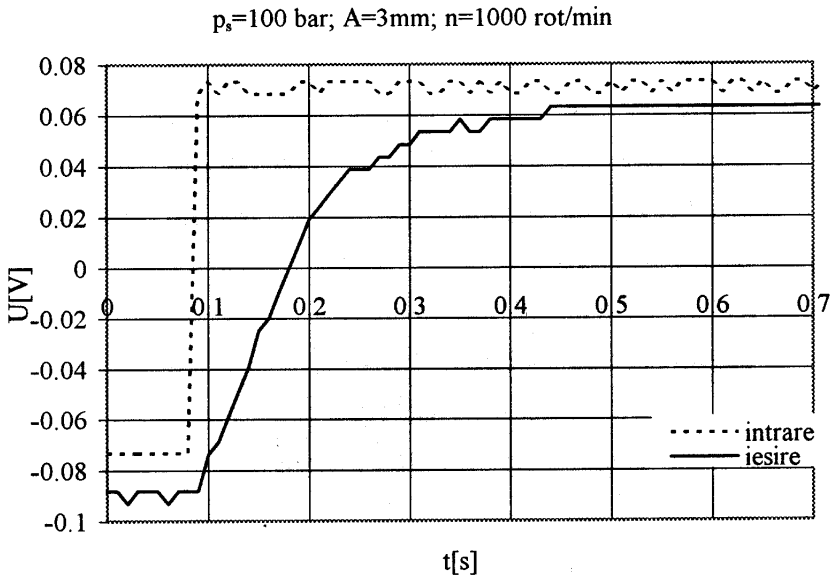


Fig. 23.6. Răspunsul servopompei electrohidraulice rapide la un semnal treaptă de tensiune mic.

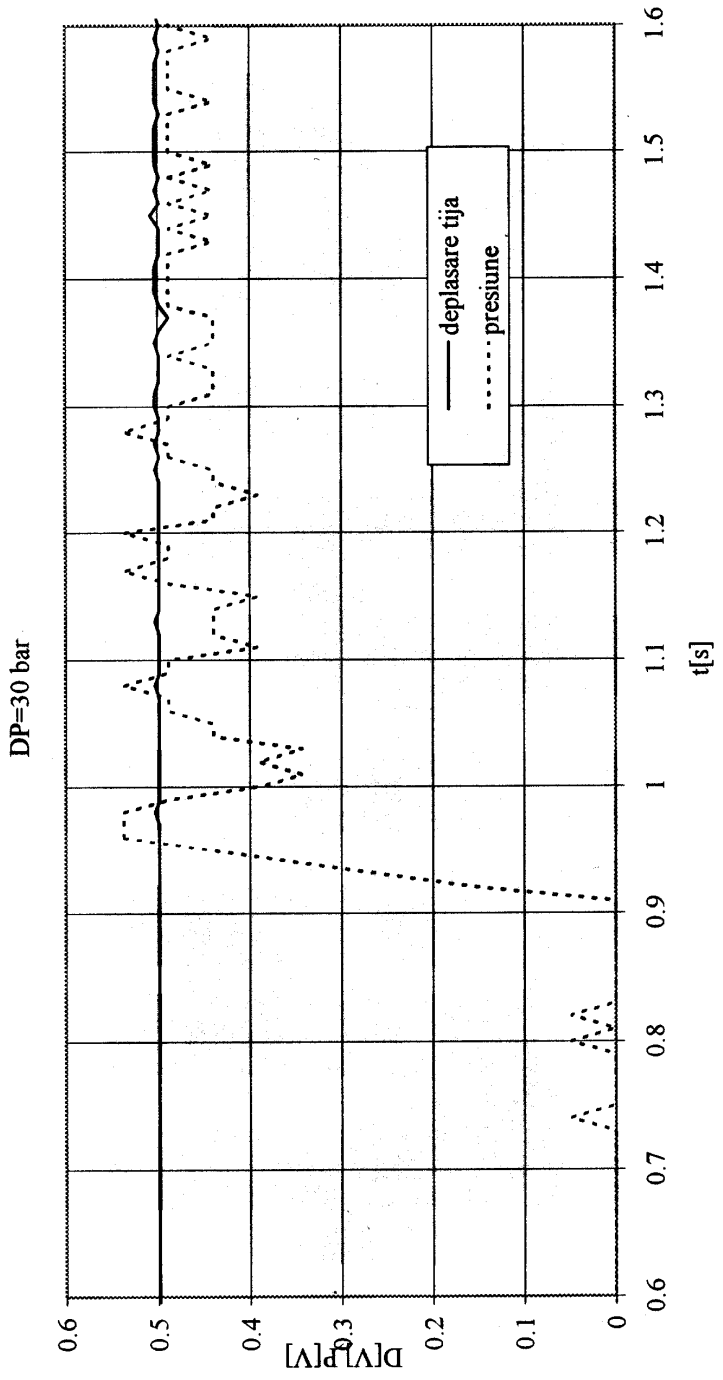


Fig. 23.7. Răspunsul servopompei electrohidraulice rapide la semnal treaptă de presiune.

Constanta de timp măsurată a servopompei corespunde celei calculate prin simulare numerică cu modelul neliniar prezentat în capitolul 21 al acestei lucrări.

Alunecarea sub sarcină a servopompei la creşterea bruscă a presiunii de refulare, provocată prin intermediul unei servovalve conectate la refulare, este *neglijabilă* (fig. 23.7), deşi pistonul servomecanismului şi tija acestuia sunt etanşate numai prin jocuri radiale de ordinul a 5 μm. Această calitate provine din gradientul mare de debit al servovalvei.

În ansamblu, servopompa are o comportare dinamică bună, corespunzătoare proceselor de reglare industriale. Totuşi, structura mecanică a pompei *limitează precizia statică*, iar aria foarte mică a pistonului *limitează performanţele dinamice*.

24

ANALIZA SERVOPOMPELOR ELECTROHIDRAULICE LENTE

24.1. STRUCTURA SERVOPOMPELOR ELECTROHIDRAULICE LENTE

Aplicaţiile industriale ale sistemelor automate electrohidraulice au fost promovate pe scară largă după apariţia şi perfecţionarea rapidă a amplificatoarelor electrohidraulice proporţionale. Acestea utilizează în etajul de conversie electromecanică electromagneţi proporţionali de forţă sau de poziţie, ce dezvoltă o forţă suficient de mare pentru a comanda direct elemente de reglare mecanohidraulice. Reducerea pericolului obliterării orificiilor de comandă sau amortizare de mici dimensiuni, specifice servovalvelor, măreşte semnificativ siguranţa funcţională a amplificatoarelor electrohidraulice, permiţând generalizarea lor în aplicaţii industriale relativ importante.

În contextul extinderii masive a reglării volumice a transmisiilor hidrostatice de uz general, în locul celei disipative, servopompele electrohidraulice lente constituie una din cele mai importante aplicaţii ale amplificatoarelor electrohidraulice proporţionale, deoarece permit economii importante de energie, conservă timp îndelungat calităţile lichidelor funcţionale, simplifică esenţial schemele hidraulice destinate realizării unor cicluri funcţionale complexe etc. Servopompele de mare capacitate utilizează distribuitoare proporţionale monoetajate cu reacţie de poziţie locală şi globală, alimentate la presiuni mari (210...280 bar). Servopompele de capacitate mică şi medie pot fi realizate şi cu supape proporţionale, alimentate la presiuni medii (50...100 bar).

În acest capitol se analizează din punct de vedere dinamic servomecanismele lente realizate cu supape proporţionale normal-deschise duble (fig. 24.1), utilizate pentru reglarea capacităţii servopompelor cu bloc înclinat industriale. O astfel de supapă conţine un electromagnet proporţional de forţă, ce comandă direct un sertar cilindric profilat. Acesta poate realiza trei conexiuni caracteristice (fig. 24.2), specifice cilindrilor hidraulici cu simplu efect şi revenire elastică. Reacţia de presiune internă asigură proporţionalitatea dintre curentul de comandă şi presiunea din racordul de comandă.

Cea mai importantă aplicaţie a acestor supape este comanda hidraulică a distribuitoarelor hidraulice proporţionale cu sertar centrat prin resoarte. Pentru a preveni suprareglarea excesivă corespunzătoare volumelor de comandă relativ mici ale sertarelor acestora, sertarul supapei este prevăzut cu teşituri ce reduc la jumătate gradientul de debit pe ambele căi. Contactul permanent între sertar şi plunjerul electromagnetului este asigurat de un resort de rigiditate foarte mică.

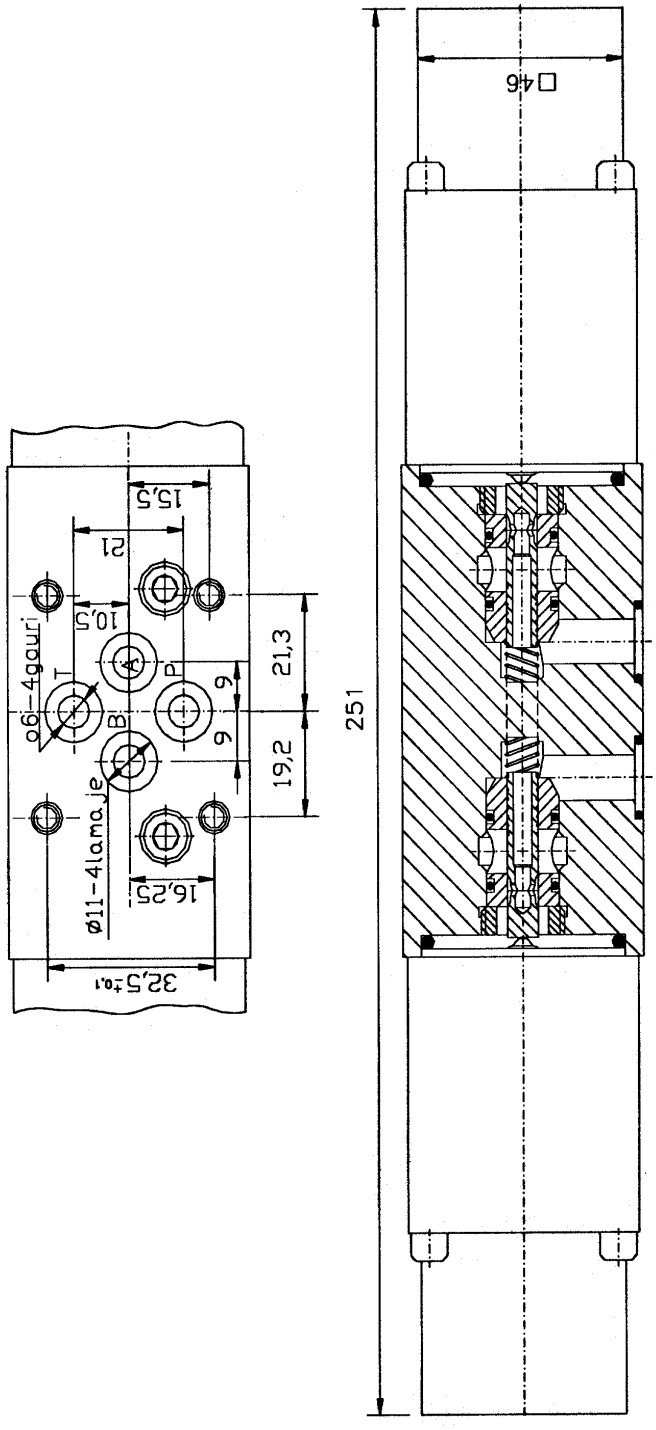


Fig. 24.1. Supapă proporțională normal-deschisă dublă.

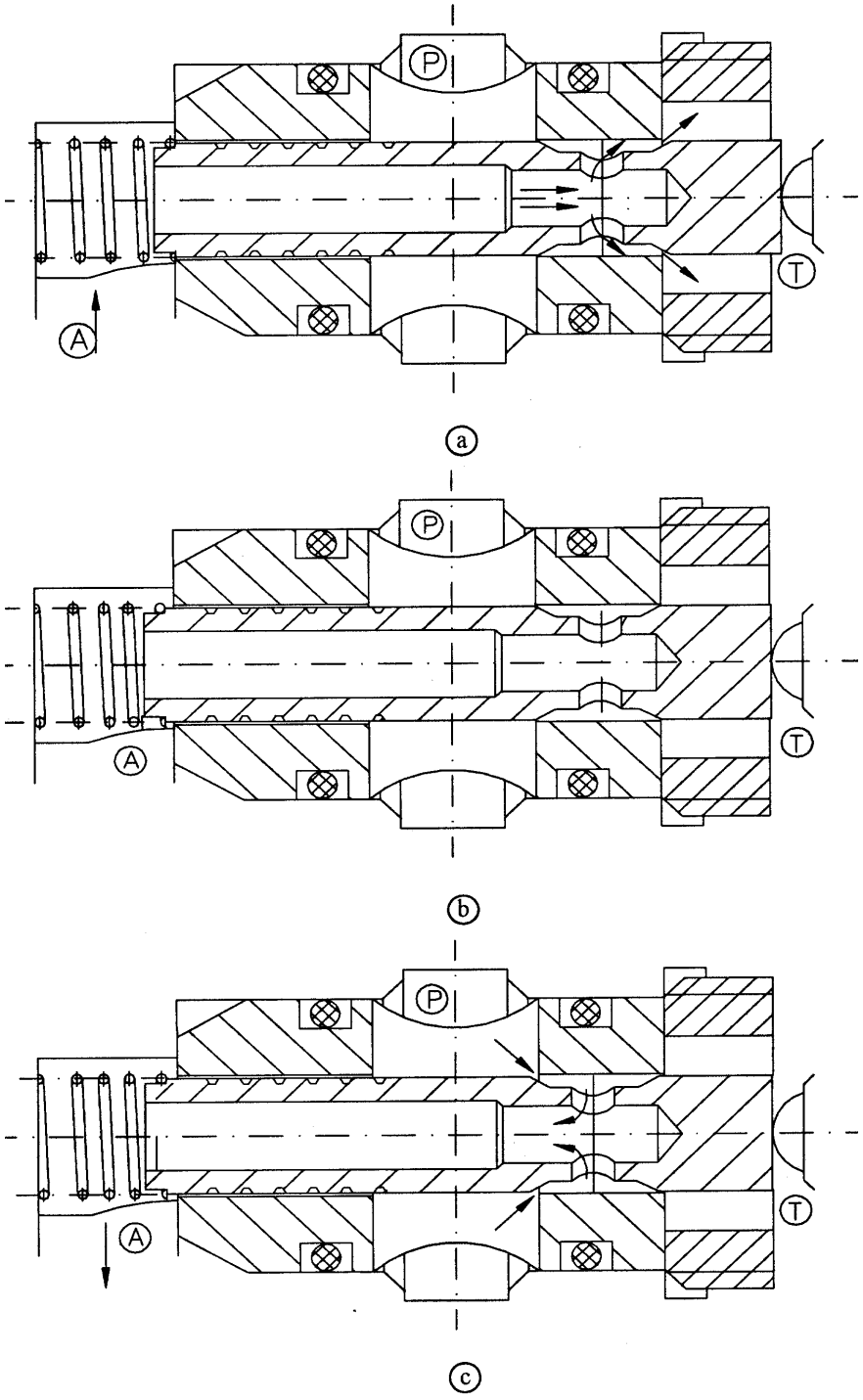


Fig. 24.2. Conexiunile caracteristice ale supapelor normal-deschise:
a) A→T; b) A, B, T închise; c) P→A.

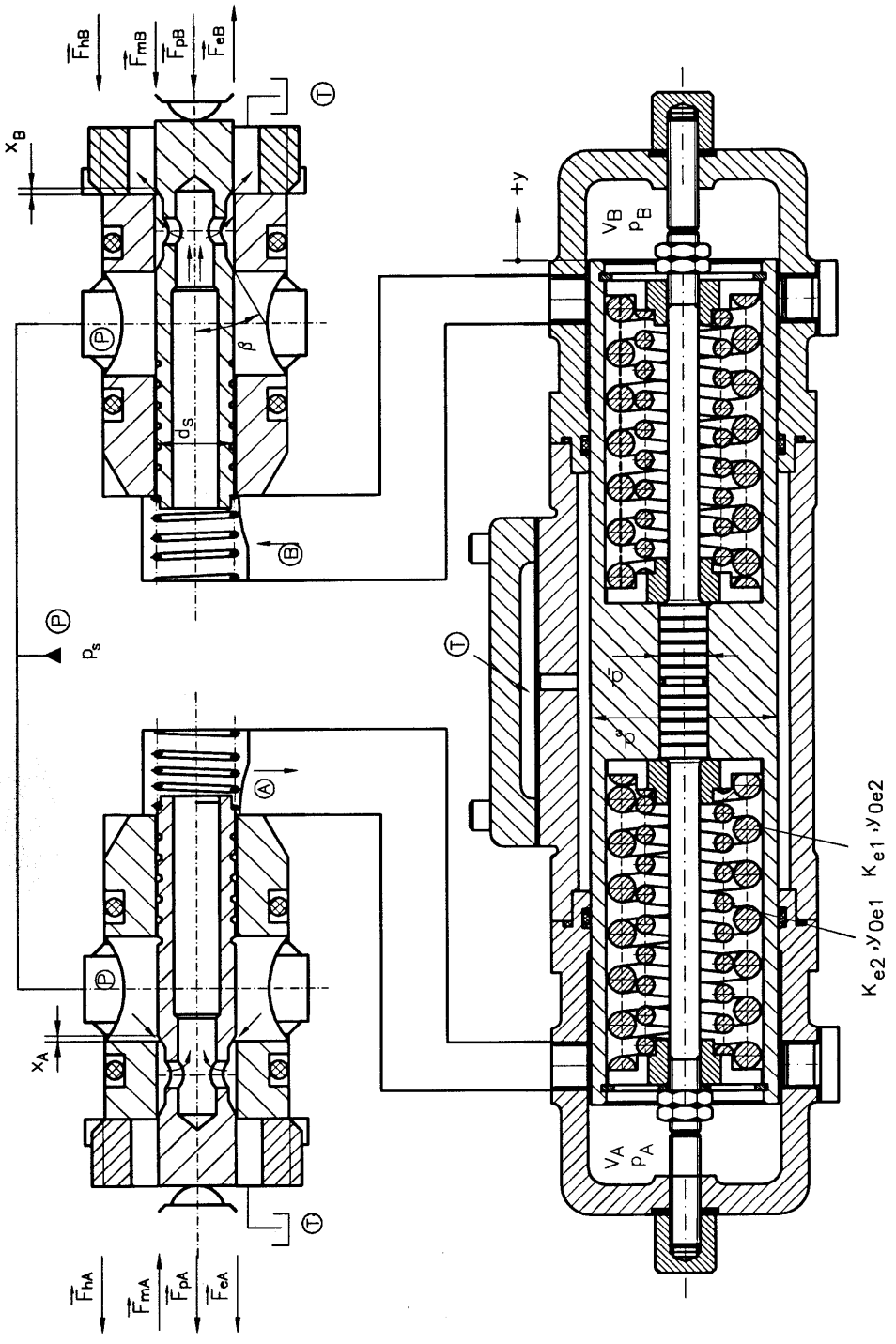


Fig. 24.3. Schema de calcul a sistemului de comandă în buclă deschisă.

Plunjerul este activ numai în sensul realizării conexiunii dintre pompă şi cilindru (P→ A); în absența curentului de comandă, un resort amplasat în partea posterioară a electromagnetului retrage rapid plunjerul pentru a permite drenarea cilindrului hidraulic. Presiunea maximă pe care o poate asigura supapa depinde de forța maximă dezvoltată de electromagnet şi de diametrul sertarului. Cilindrul hidraulic al servopompei se racordează la supapa proporțională direct, fără a fi necesare rezistențe hidraulice de reglare a timpului de răspuns al sistemului (fig. 24.3). Comanda electrohidraulică fără reacție de poziție are caracter *proporțional*, capacitatea servopompei fiind modificată aleator de forța de basculare corespunzătoare presiunii de refulare a servopompei. Din punctul de vedere al puterii consumate de aceasta de la motorul de antrenare, comanda proporțională se comportă într-o anumită măsură ca un *regulator de putere*. Reacția de poziție electrică asigură precizia necesară, împiedicând alunecarea sub sarcină variabilă a servomecanismului. Comanda în presiune a cilindrului hidraulic impune un algoritm de reglare de tip "cu anticipare" (*feedforward*).

24.2. MODELAREA MATEMATICĂ

Comportarea dinamică a sistemului de comandă în buclă deschisă rezultă dintr-un sistem format din următoarele ecuații diferențiale: ecuațiile de mişcare ale sertarelor supapelor, notate cu A şi B, ecuațiile de continuitate corespunzătoare camerelor de volum variabil ale cilindrului hidraulic şi ecuația de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic. În cazul comenzii în circuit închis, la aceste ecuații se adaugă ecuația comparatorului electronic, ecuația amplificatorului de eroare şi ecuația convertorului tensiune - curent. Schema de calcul a sistemului este prezentată în figura 24.3. Se admite că acoperirea sertarelor este nulă şi că alimentarea camerei toroidale a sertarului cu lichid la presiune constantă se face prin două ferestre circulare. Electromagneții proporționali sunt activați *secvențial*, în funcție de semnul tensiunii de referință sau al erorii de reglare.

Ecuația de mişcare a sertarului supapei A este:

$$m_s \ddot{x}_A = F_{mA} - F_{eSA} - F_{emA} - F_{pSA} - F_{fSA} - F_{hSA} \qquad (24.1)$$

unde m_s este masa sertarului, plunjerului şi o treime din masa resoartelor corespunzătoare; F_{mA} - forța dezvoltată de electromagnetul A; F_{eSA} - forța dezvoltată de resortul supapei A; F_{emA} - forța dezvoltată de resortul electromagnetului A; F_{pSA} - forța de presiune de reacție asupra sertarului supapei A; F_{fSA} - forța de frecare corespunzătoare sertarului şi plunjerului supapei A; F_{hSA} - forța hidrodinamică asupra sertarului supapei A.

Dinamica electromagneților proporționali de forță este neliniară. Cercetările publicate începând din 1981 (Lu) indică o comportare tipică de ordinul trei, cu o componentă dominantă de ordinul întâi. Constanta de timp a acesteia este de ordinul a 10 ms, astfel că în procese de reglare lente, dinamica electromagneților proporționali poate fi neglijată. Forța electromagnetică *medie* poate fi considerată

independentă de poziția plunjerului şi proporțională cu intensitatea curentului absorbit:

$$F_{mA} = K_m \cdot (i_A - i_{A0}) \tag{24.2}$$

Aici, K_m este constanta electromagnetului, determinată prin calcul sau experimental, iar i_{A0} - pragul de magnetizare. Resortul supapei are o rigiditate foarte mică, K_{es} şi o precomprimare relativ mică, x_{esA0} :

$$F_{esA} = K_{es} \cdot (x_A - x_{esA0}) \tag{24.3}$$

Rigiditatea resortului plunjerului, K_{em} şi precomprimarea acestuia, x_{esA0} trebuie să fie suficient de mare pentru a permite scăderea rapidă a presiunii în camera pasivă a cilindrului hidraulic:

$$F_{emA} = K_{em} \cdot (x_A - x_{emA0}) \tag{24.4}$$

Dacă se neglijează presiunea în racordul de evacuare al supapei, p_T , "forța de reacție" corespunzătoare ariei secțiunii transversale a supapei, A_s este:

$$F_{psA} = A_s \cdot (p_{sA} - p_T) \tag{24.5}$$

Identificarea forței de frecare este dificilă. Componenta "vâscoasă" are forma:

$$F_{fvs}(x_A) = K_{fvs} \cdot \dot{x}_A \tag{24.6}$$

coeficientul K_{fvs} fiind determinat experimental. Componenta "dinamică" are forma

$$F_{fd}(x_A) = F_{fdS0} \cdot \exp(-b|\dot{x}_A|) \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_A) \tag{24.7}$$

în care toți coeficienții trebuie determinați experimental. Componenta "statică" este de asemenea incertă, dar poate fi determinată mai simplu pe cale experimentală:

$$F_{fs} = F_{fs0} \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_A) \tag{24.8}$$

Forța hidrodinamică de regim staționar depinde de poziția sertarului:

$$F_{hsA}(x_A, p_{sA}) = \begin{cases} K_{hs} \cdot x_A (p_0 - p_{sA}), & x_A \geq 0 \\ -K_{hs} \cdot x_A (p_{sA} - p_T), & x_A \leq 0 \end{cases} \tag{24.9}$$

Forța hidrodinamică de regim tranzitoriu este neglijabilă.

Supapa pasivă, B, are o deschidere constantă, x_{B0}, care acționează ca o rezistență hidraulică fixă:

$$Q_{sB} = K_{sB} \cdot |x_{B0}| \cdot \sqrt{p_{sB} - p_T} \tag{24.10}$$

Ecuația de mişcare a pistonului cilindrului hidraulic este:

$$m_c \ddot{y} = F_{pc} - F_{ec} - F_b - F_{fc} \tag{24.11}$$

unde m_c este masa echivalentă a sistemului de reglare, redusă la tija pistonului, F_{pc} este forța de presiune pe pistonul de arie A_c,

$$F_{pc} = A_c \cdot (p_{sA} - p_{sB}) \tag{24.12}$$

F_{ec} este forța elastică necesară centrării pistonului în absența comenzii electrohidraulice,

$$F_{ec} = 2 \cdot K_{ec}(y + y_{0ec}) \tag{24.13}$$

iar F_b este forța de comandă,

$$F_b = K_b \cdot p \tag{24.14}$$

Forța de frecare dintre piston şi cilindru are trei componente: statică, dinamică şi vâscoasă:

$$F_{fc} = K_{fvc}\dot{y} + F_{fsc0}\exp\left(-b_c|\dot{y}|\right)\cdot \operatorname{sign}(\dot{y}) + F_{fdc0}\cdot \operatorname{sign}(\dot{y}) \tag{24.15}$$

Pentru $x_A \geq 0$, ecuația de continuitate corespunzătoare camerei active a cilindrului hidraulic are forma:

$$\dot{p}_{sA} = \frac{\varepsilon}{V_A}\left(K_s \cdot x_s \cdot \sqrt{p_0 - p_{sA}} + A_s \cdot \dot{x}_A - A_c \cdot \dot{y}\right) \tag{24.16}$$

unde V_A este volumul de lichid supus variațiilor de presiune în camera activă a cilindrului hidraulic şi în racordul corespunzător. Pentru $x_A < 0$, ecuația de continuitate devine:

$$\dot{p}_{sA} = \frac{\varepsilon}{V_A}\left(K_s \cdot x_A \cdot \sqrt{p_{sA} - p_T} + A_s \cdot \dot{x}_A - A_c \cdot \dot{y}\right) \tag{24.17}$$

Ecuația de continuitate corespunzătoare volumului camerei pasive a cilindrului hidraulic este:

$$\dot{p}_{sB} = \frac{\varepsilon}{V_A}\left(A_c \cdot \dot{y} + K_s \cdot x_{B0} \cdot \sqrt{p_{sB} - p_T}\right) \tag{24.18}$$

Problema esențială a conducerii acestui tip de servomecanism provine din faptul că cele două supape proporționale sunt activate secvențial. Astfel, dacă nu se utilizează o reacție de poziție, semnalul de comandă este aplicat exclusiv unuia dintre electromagneții proporționali, celălalt rămânând neactivat. Precizia statică obținută depinde esențial de frecările cilindrului hidraulic şi de neliniaritatea resoartelor de centrare ale pistonului acestuia. Experimentările prezentate în capitolul următor confirmă această afirmație.

Dacă se utilizează o reacție de poziție printr-un traductor de poziție având constanta K_T, eroarea de reglare,

$$\varepsilon = U_i - U_e = U_i - K_T \cdot y \tag{24.19}$$

se anulează la atingerea poziției prescrise. Ca urmare, ambii electromagneți sunt dezactivați şi ambele camere ale cilindrului hidraulic sunt conectate la rezervor. Presiunea în camera activă tinde să scadă rapid, permițând resoartelor să centreze pistonul, până la intervenția amplificatorului de eroare. În consecință, comanda în buclă închisă este structural instabilă, conducând în mod inevitabil la un algoritm de conducere cu anticipație (feedforward): tensiunea de referință este aplicată integral convertorului tensiune - curent al servocontrolerului şi se însumează cu eroarea prelucrată prin amplificatorul PID. Astfel, la anularea erorii, electromagnetul care corespunde sensului comenzii rămâne activat, asigurând în camera activă a cilindrului hidraulic presiunea necesară învingerii forței elastice corespunzătoare poziției pistonului. Transformata Laplace a tensiunii de comandă a convertorului devine:

$$U_c(s) = U_i(s) + \varepsilon(s) K_R \left(1 + \frac{1}{sT_i} + \frac{sT_d}{\tau s + 1} \right) \tag{24.20}$$

Efectul acestui algoritm de comandă, propus de autori în anul 1985 este deosebit de favorabil, atât din punct de vedere static, cât şi dinamic.

Aplicația 24.1. Simularea numerică a comportării dinamice a unei servopompe electrohidraulice lente

Modelul matematic propus a fost studiat detaliat prin simulare numerică, considerând atât sistemul în buclă deschisă, cât şi cel în buclă închisă. Au fost studiate numeroase variante de acordare a amplificatorului de eroare în scopul optimizării comportării dinamice. Se prezintă în continuare cele mai reprezentative rezultate ale integrărilor numerice, corespunzătoare sistemului de comandă. Schema sintetică de simulare numerică este prezentată în figura A.24.1-1.

Simulările numerice au fost efectuate pentru servopompa realizată din supapa proporțională normal - deschisă SPD 6, produsă de Institutul de Hidraulică şi Pneumatică şi pompa F220 - K2 - V2120 M produsă de Uzina Mecanică Plopeni. Principalele date de calcul au fost: $i_0 = 0{,}2$ A; $i_{max} = 0{,}8$ A; F_m (0,8 A) = 80 N; K_m = 133,3 N/A; $m_s = 0{,}1$ kg; $K_{es} = 190$ N/m; $x_{0es} = 6{,}45$ mm; $K_{em} = 4660$ N/m; x_{em0} = 2,35 mm; $d_s = 6$ mm; $c_{ds} = 0{,}6$; $c_{vs} = 0{,}98$; $\beta = 30^0$; $p_0 = 50$ bar; $d_c = 62$ mm; K_{ec} = 154204 N/m; $y_{0ec} = 4{,}9$ mm; $m_c = 30$ kg; $K_b = 5{,}74 \cdot 10^{-5}$ m^2; $x_0 = -0{,}05$ mm; V_A = 300 cm^3; $|x| \le 0{,}75$ mm; $|y| \le 19{,}8$ mm; $\rho = 900$ kg/m^3; $\varepsilon = 4000$ bar.

În figurile A.24.1-2 ... A.24.1-4 se prezintă evoluția cursei pistonului, cursei sertarului şi presiunii în camera activă pentru un semnal treaptă de curent de la $i_0 = 0{,}291$ A la $i = 0{,}72$ A. Se constată că răspunsul este aperiodic şi saturat mecanic.

Sertarul atinge în 20 ms deschiderea maximă, rămâne în această poziție cca 150 ms şi apoi tinde rapid spre nul, trecând prin valori negative relativ mici (90 μm).

Durata regimului tranzitoriu este de circa 0,5 s (relativ scurtă). La începutul regimului tranzitoriu, presiunea în camera activă a cilindrului hidraulic oscilează cu frecvență mare circa 10 ms, crescând apoi până la o valoare superioară cursei maxime, pentru a se stabiliza în final la valoarea corespunzătoare forței elastice aferente treptei de curent aplicate. Timpul de răspuns depinde în mare măsură de mărimea treptei de curent aplicată electromagnetului activ (fig. A.24.1-5). Influența forței de basculare este relativ mare (fig. A.24.1-6): la o creştere bruscă a presiunii de refulare a servopompei, cursa pistonului scade cu circa 30%.

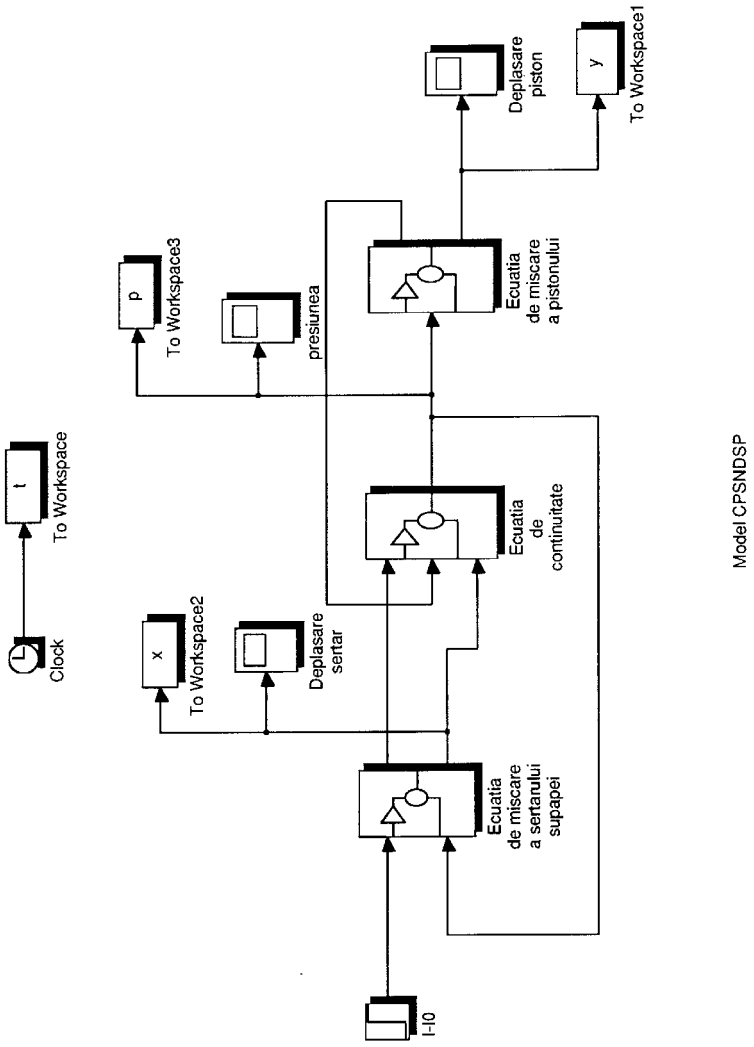


Fig. A.24.1-1. Schema sintetică de simulare numerică pentru sistemul în buclă deschisă.

Alunecarea servopompei sub sarcină este practic independentă de curentul de comandă care impune cursa pistonului (fig. A.24.1-7).

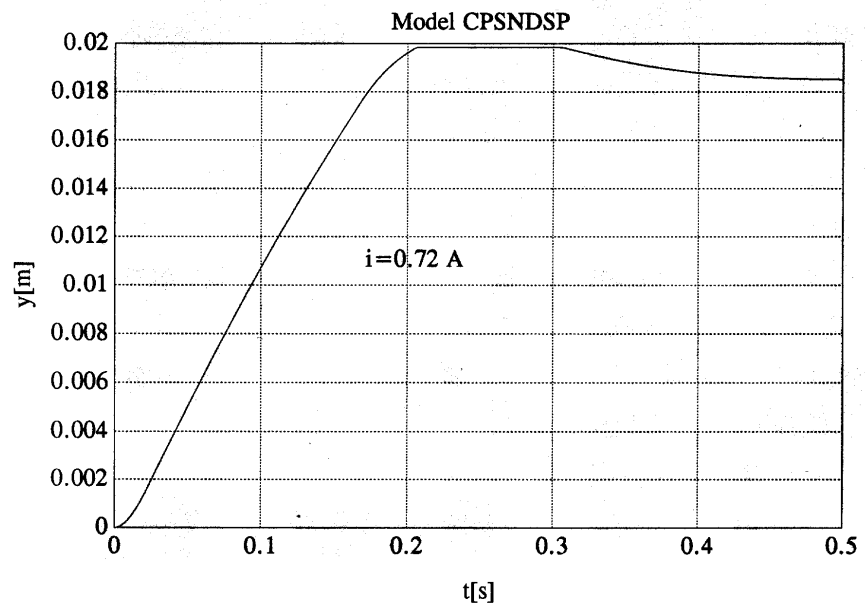


Fig. A.24.1-2. Evoluția pistonului corespunzătoare unui semnal treaptă.

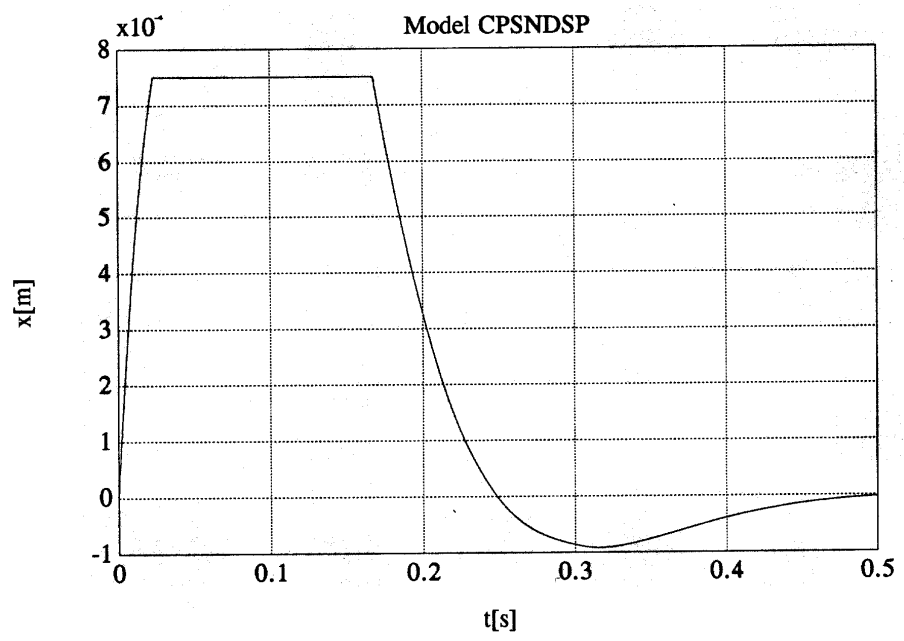


Fig. A.24.1-3. Evoluția cursei sertarului supapei corespunzătoare unui semnal treaptă.

În ansamblu, se constată că răspunsul servopompei la semnale treaptă este relativ prompt pentru aplicații industriale, dar influența presiunii de refulare este relativ mare, nepermițând reglarea precisă a debitului.

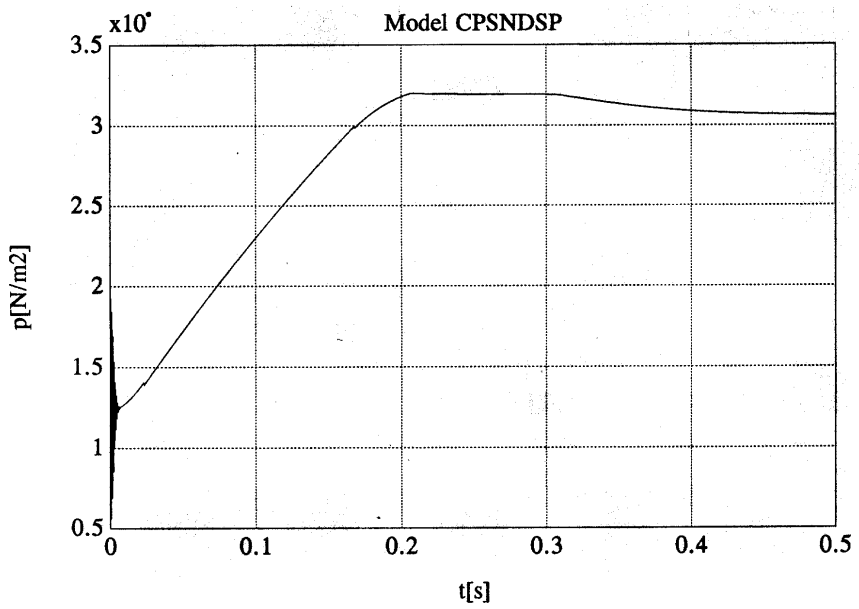


Fig. A.24.1-4. Evoluția presiunii în camera activă a cilindrului hidraulic corespunzătoare unui semnal treaptă.

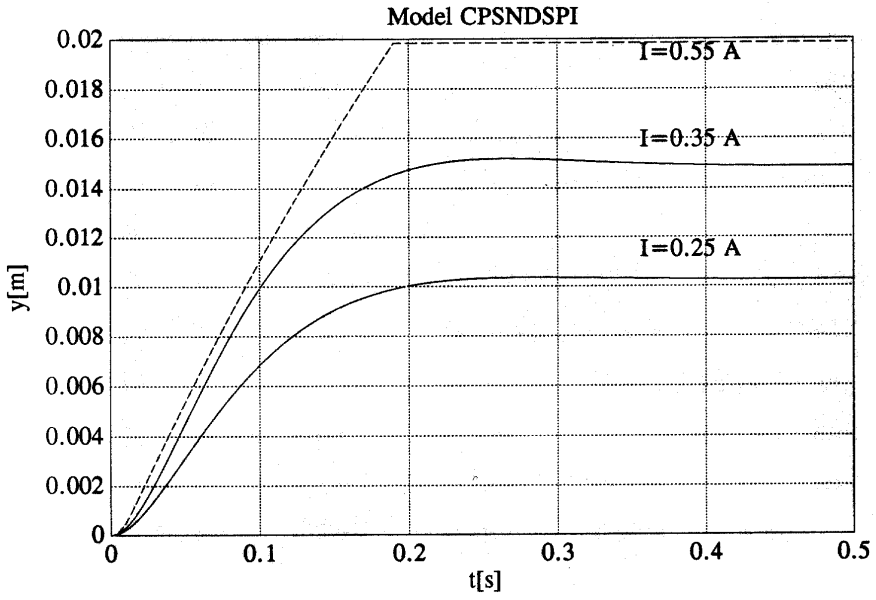


Fig. A.24.1-5. Răspunsul comenzii la diferite trepte de curent.

Simulările numerice întreprinse pentru sistemul cu reacție de poziție au evidențiat faptul că timpul de răspuns la semnale treaptă de tensiune aplicate servocontrolerului nu diferă practic de cel corespunzător sistemului fără reacție, dar rejectarea perturbației corespunzătoare variației presiunii de refulare a servopompei este promptă, astfel că eroarea staționară este practic nulă. Aceste concluzii sunt confirmate prin cercetările experimentale prezentate în capitolul următor.

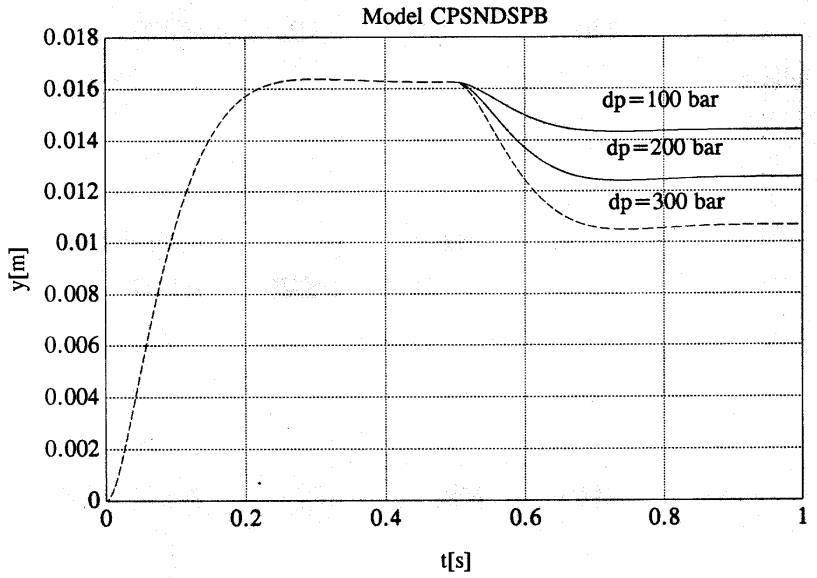


Fig. A.24.1-6. Răspunsul comenzii la trepte ale presiunii de refulare a servopompei.

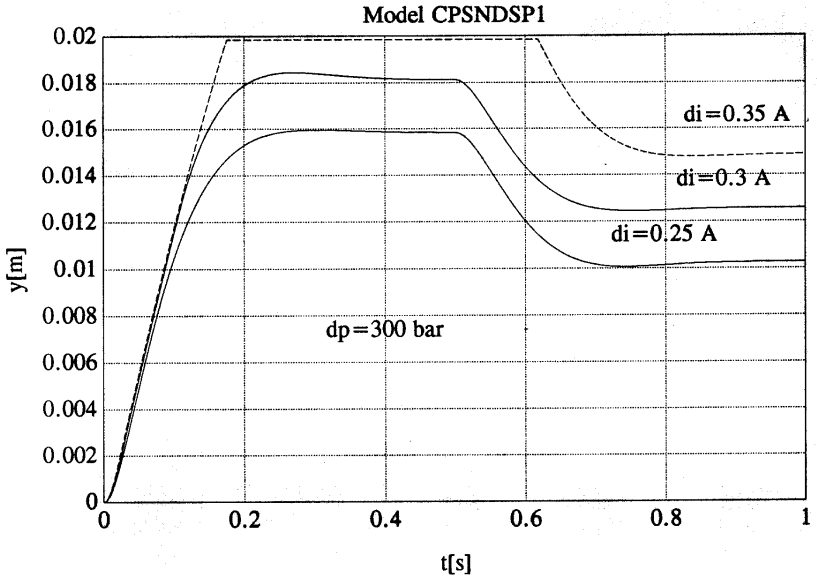


Fig. A.24.1-7. Influența treptelor de curent şi a variației presiunii de refulare a servopompei.

25

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA SERVOMECANISMELOR ELECTROHIDRAULICE LENTE CU SARCINĂ ELASTICĂ

25.1. STRUCTURA SERVOMECANISMULUI ÎNCERCAT

În acest capitol se prezintă structura şi performanţele statice şi dinamice ale unui servomecanism electrohidraulic lent, conceput şi realizat în scopul verificării posibilităţii utilizării supapelor proporţionale normal-deschise duble pentru reglarea capacităţii servopompelor cu bloc înclinat industriale, de capacitate mică.

Schema de principiu a standului este prezentată în figura 25.1. O vedere parţială a acestuia este prezentată în figura 25.2.

Servomecanismul este compus dintr-un cilindru hidraulic cu dublu efect şi tijă unilaterală, industrial, cuplat rigid cu o sarcină elastică realizată dintr-un resort amplasat într-o casetă ce permite atât reglarea poziţiei de nul, cât şi a precomprimării.

Cilindrul hidraulic este comandat de o supapă normal - deschisă dublă, tip SPD - 6, produsă de Institutul de Hidraulică şi Pneumatică. Supapa este alimentată de o sursă de presiune constantă prevăzută cu un acumulator hidropneumatic de mare capacitate, o supapă pilotată promptă şi bine amortizată şi un filtru de înaltă presiune, având fineţea nominală de 10 μm.

Poziţia pistonului este măsurată cu un traductor de poziţie inductiv (HÖTTINGER), iar presiunea din camerele cilindrului hidraulic – cu două traductoare de presiune rezistive (HÖTTINGER). Adaptarea semnalelor acestor traductoare a fost realizată cu o punte tensometrică HÖTTINGER.

Servocontrolerul a fost executat ca unicat de Institutul de Hidraulică şi Pneumatică, fiind prevăzut cu posibilitatea acordării amplificatorului de eroare PID din exterior.

Identificarea parametrilor de acordare se face cu un echipament electronic specializat, compatibil cu sistemul de achiziţie automată a datelor KEITHLEY - METRABYTE, utilizat în cadrul standului.

Semnalele necesare încercărilor statice şi dinamice au fost elaborate cu un generator numeric programabil de înaltă rezoluţie (SRS - DST 345), conectat la servocontroler şi la sistemul de achiziţie de date.

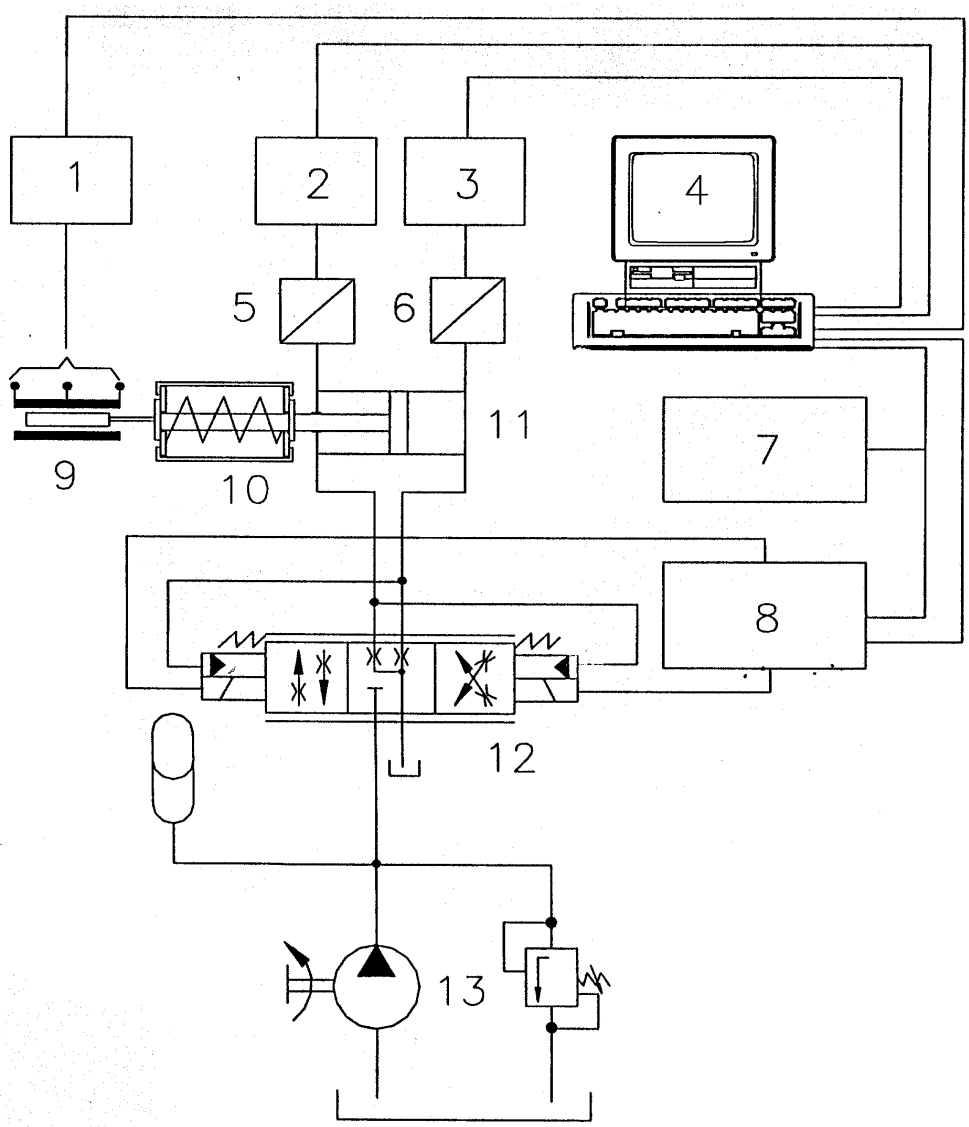


Fig. 25.1. Schema de principiu a standului de încercare a servomecanismelor lente: 1, 2, 3 - punte tensometrică HÖTTINGER; 4 - sistem de achiziție de date DTK PENTIUM PC - KEITHLEY - METRABYTE; 5,6 - traductoare de presiune HÖTTINGER; 7- generator de semnale numeric programabil SRC DS 345; 8 - servocontroler; 9 - traductor de poziție HÖTTINGER; 10 - sarcină elastică; 11 - cilindru hidraulic cu dublu efect şi tijă unilaterală; 12 - supapă proporţională normal-deschisă dublă SPD-6; 13 - sursă de alimentare la presiune constantă.

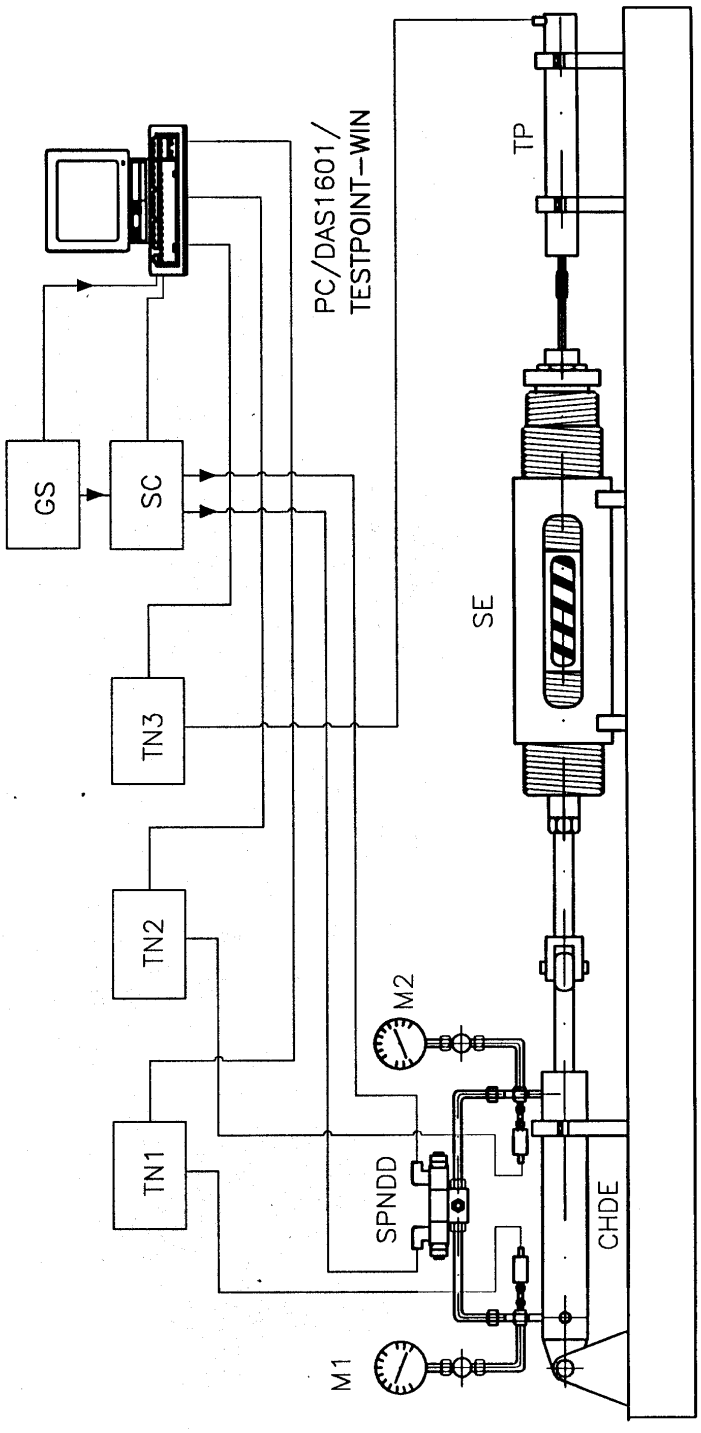


Fig. 25.2. Vedere parțială a standului pentru încercarea servomecanismelor lente.

25.2. PERFORMANȚELE STATICE ŞI DINAMICE ALE SERVOMECANISMULUI ÎNCERCAT

Programul de experimentare a inclus următoarele activități:

- acordarea amplificatorului de eroare pentru a obține o precizie statică acceptabilă;
- studiul influenței componentelor amplificatorului de eroare asupra preciziei statice şi dinamice;
- determinarea capacității de urmărire.

Într-o primă etapă s-au exclus componentele integrală şi derivativă, s-a excitat servomecanismul cu un semnal treaptă de mică amplitudine (A = 1 mm) şi s-a mărit factorul de amplificare a erorii până când autooscilațiile pistonului au devenit comparabile cu zgomotul sistemului de măsură al poziției. În continuare s-a determinat caracteristica statică (fig. 25.3), excitând servomecanismul cu un semnal triunghiular de frecvență foarte joasă (f = 0,025 Hz) şi de amplitudine mare (A = 50 mm). Caracteristica obținută este practic liniară cu excepția unei zone înguste de gripare mecanică a tijei resortului.

În următoarea etapă s-a introdus o componentă derivativă a cărei constantă de timp este adecvată vitezei de răspuns relativ mici a sistemului (0,1 s). Efectul acesteia asupra caracteristicii statice este favorabil, deoarece histerezisul întregii caracteristici se reduce la o valoare neglijabilă (circa 0,25%), iar în zona singulară menționată aceasta scade la jumătate (fig. 25.4). Mărirea factorului de amplificare a erorii conduce la mărirea moderată a histerezisului (fig. 25.5).

Ulterior, s-a eliminat componenta derivativă, introducând progresiv o componentă integratoare. Efectul acesteia este defavorabil, deoarece măreşte sensibil histerezisul caracteristicii statice (fig. 25.6). Utilizarea simultană a componentei derivative şi a celei integratoare alterează drastic precizia statică (fig. 25.7). În final, parametrii optimi ai amplificatorului de eroare au fost fixați la valorile $K_P = 8,68$ şi $T_d = 0,1$ s.

În continuare, s-a studiat răspunsul servomecanismului la semnale dreptunghiulare de frecvență variabilă. În figura 25.8 se prezintă evoluția presiunilor în camerele cilindrului hidraulic pentru un semnal cu perioada de 25 s şi amplitudinea de 10 mm, în condițiile unui amplificator de eroare proporțional. Cele două presiuni variază în opoziție, dar cu gradienți diferiți datorită ariilor diferite ale pistonului.

În figurile 25.9 şi 25.10 se prezintă răspunsul servomecanismului la semnale treaptă de amplitudine mică (10 mm), respectiv mare (50 mm). Răspunsul este aperiodic şi suficient de rapid în raport cu mărimea nominală a supapei. Introducerea componentei derivative măreşte timpul de răspuns al servomecanismului (fig. 25.11). În aceleaşi condiții, mărirea factorului de amplificare a erorii nu reduce practic timpul de răspuns (fig. 25.12).

Răspunsul la semnale sinusoidale de joasă frecvență este distorsionat la capetele cursei (fig. 25.13, 25.14). Diagrama Bode, prezentată în figurile 25.15 şi 25.16 indică o dinamică modestă. Pentru o amplitudine de 5 mm, atenuarea corespunzătoare frecvenței de 5 Hz este de –12 dB.

În ansamblu, se poate afirma că servomecanismul poate fi utilizat pentru reglarea proceselor industriale lente, a căror constantă de timp este de ordinul secundelor, eroarea statică maximă fiind de ordinul a 0,5 mm pentru o cursă de ordinul a 100 mm.

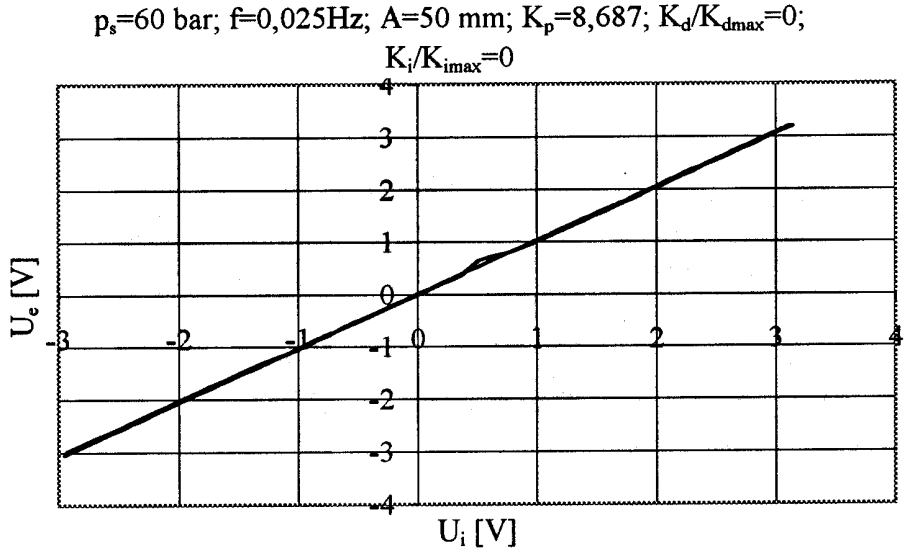


Fig. 25.3. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică şi amplificator de eroare proporțional.

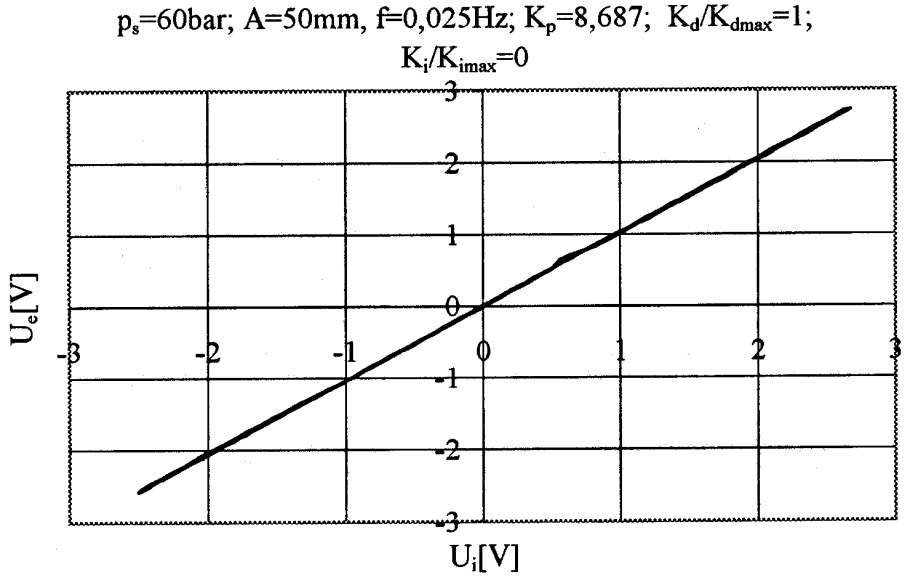


Fig. 25.4. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică; influența componentei derivative a amplificatorului de eroare.

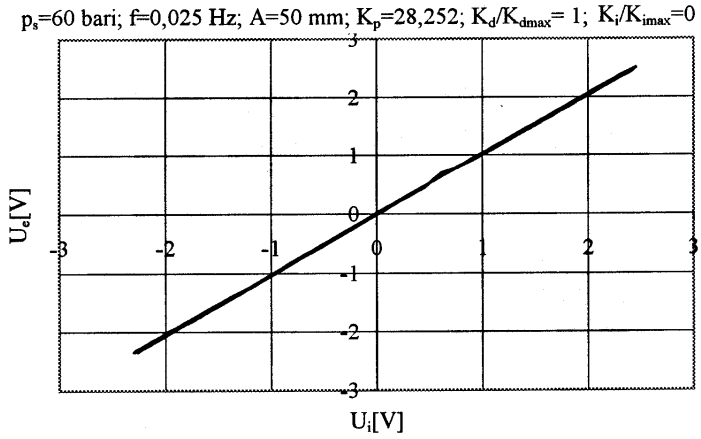


Fig. 25.5. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică; influența factorului de amplificare a erorii.

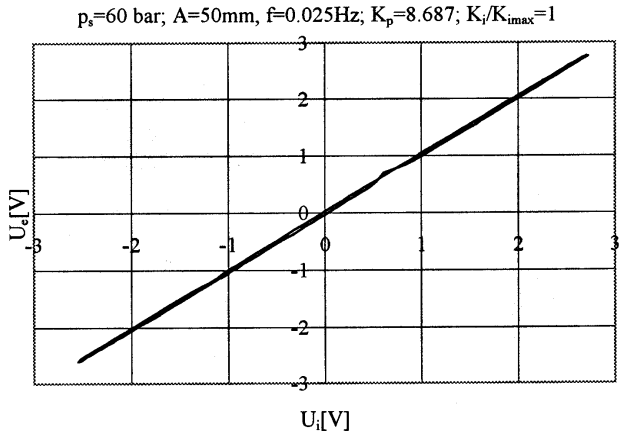


Fig. 25.6. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică; influența componentei integratoare a amplificatorului de eroare.

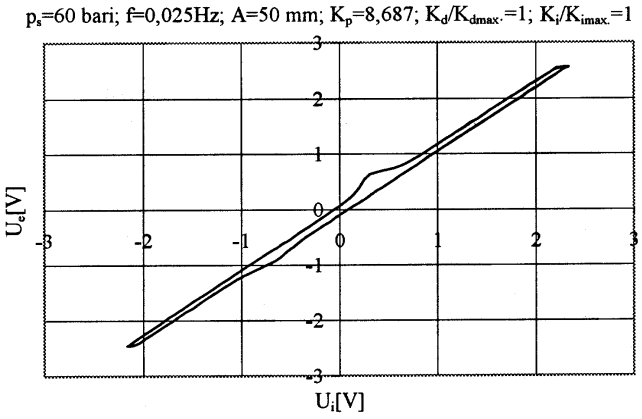


Fig. 25.7. Caracteristica statică a servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică; influența componentei derivative și integratoare a amplificatorului de eroare.

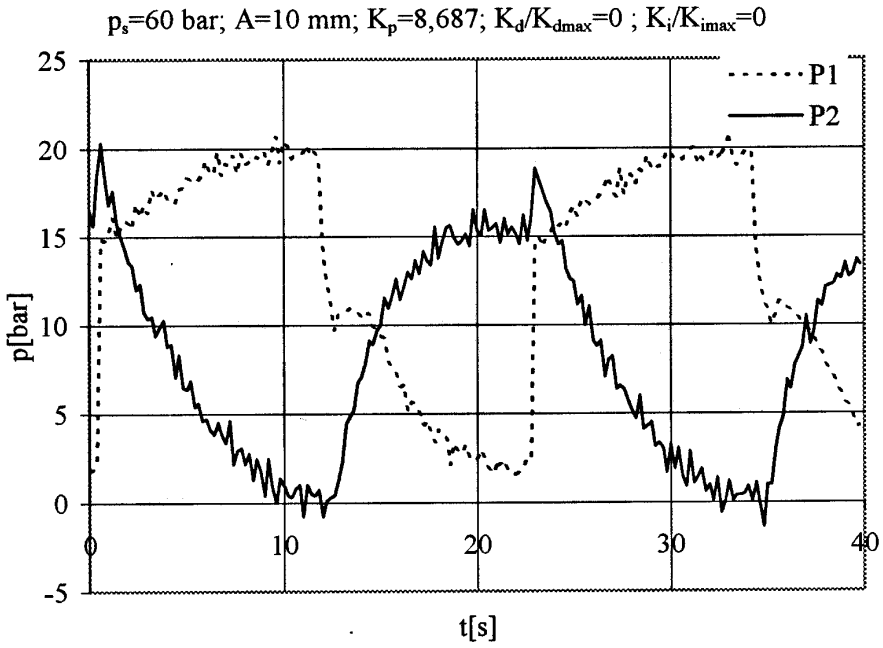


Fig. 25.8. Variația presiunilor în camerele cilindrului în cursul excitării cu semnale dreptunghiulare.

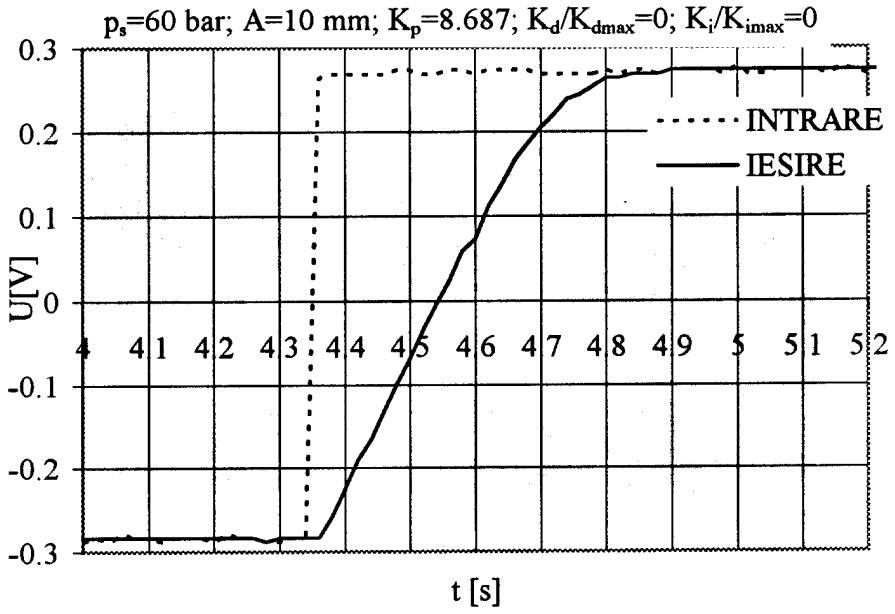


Fig. 25.9. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică la un semnal treaptă de mică amplitudine; amplificator de eroare proporțional.

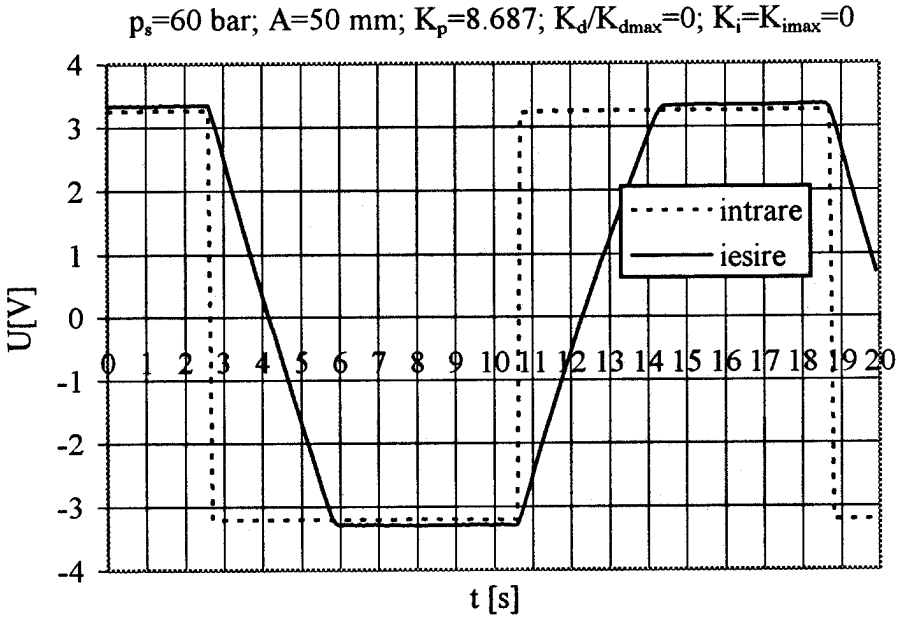


Fig. 25.10. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică la semnale treaptă de mare amplitudine; amplificator de eroare proporțional.

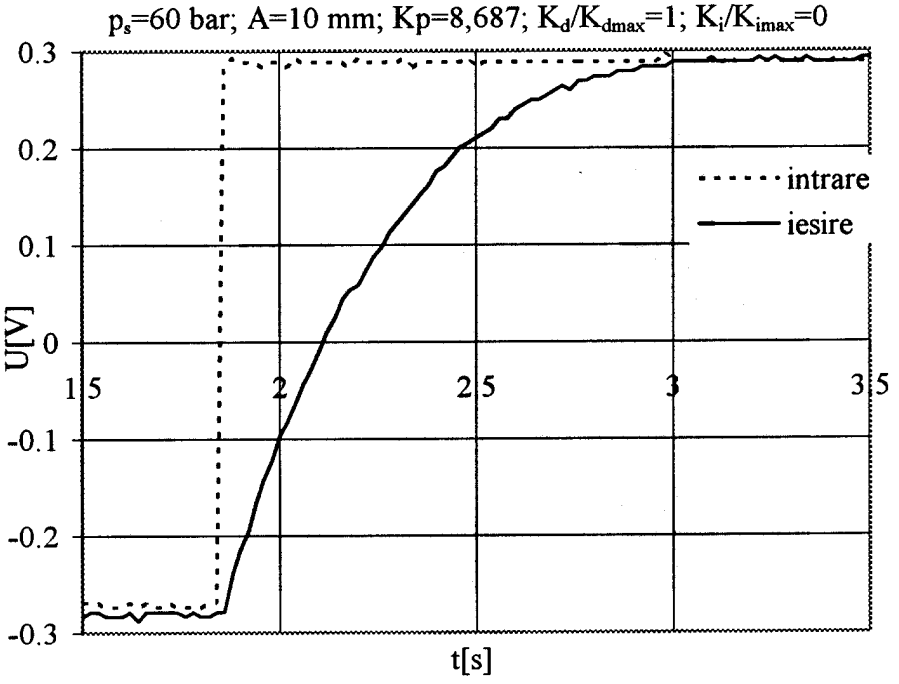


Fig. 25.11. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică la semnal treaptă: influența componentei derivative.

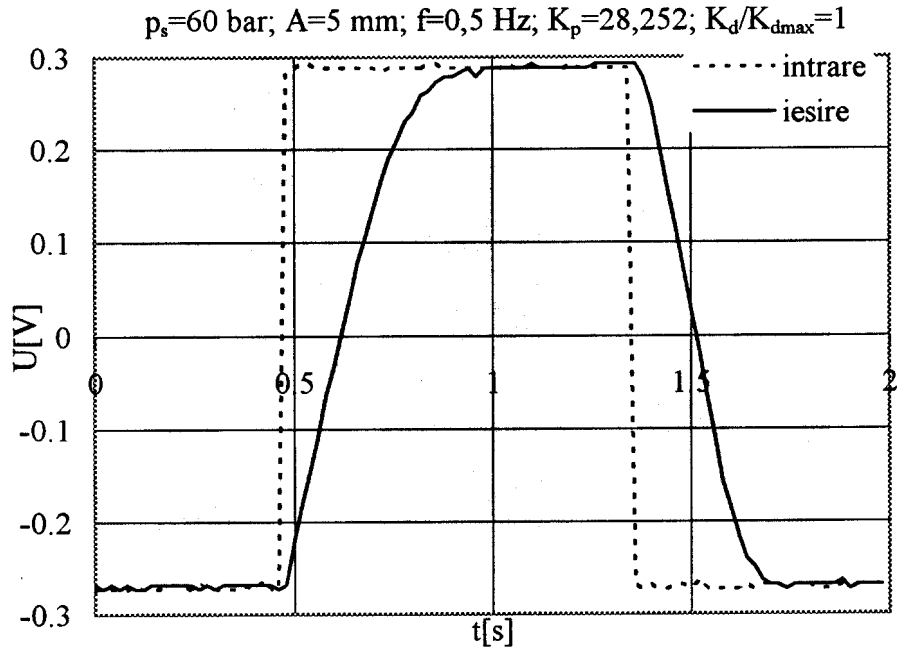


Fig. 25.12. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică la semnal treaptă de mică amplitudine: influența factorului de amplificare.

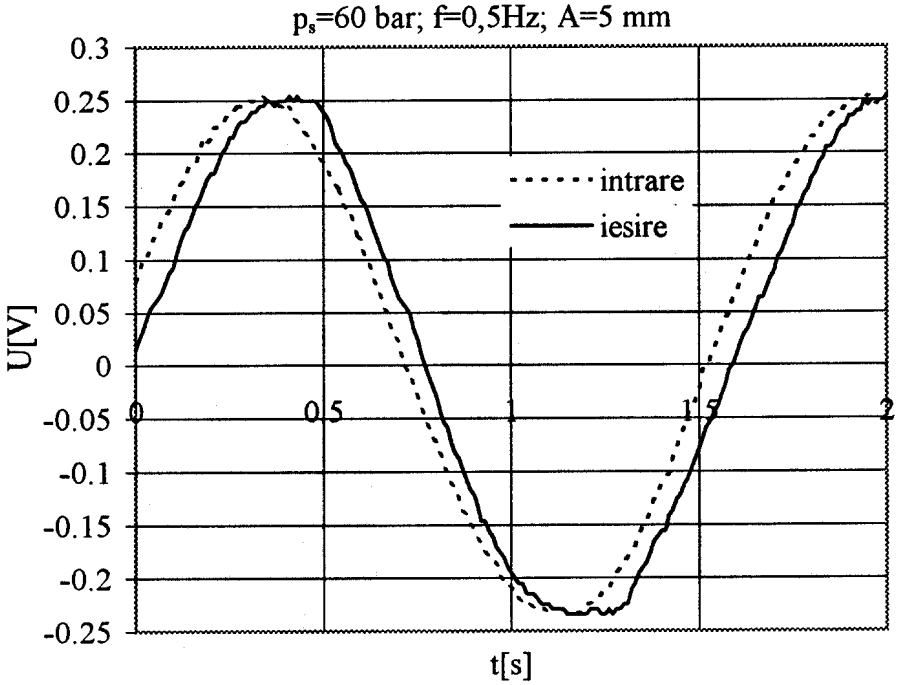


Fig. 25.13. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică, la semnal sinusoidal.

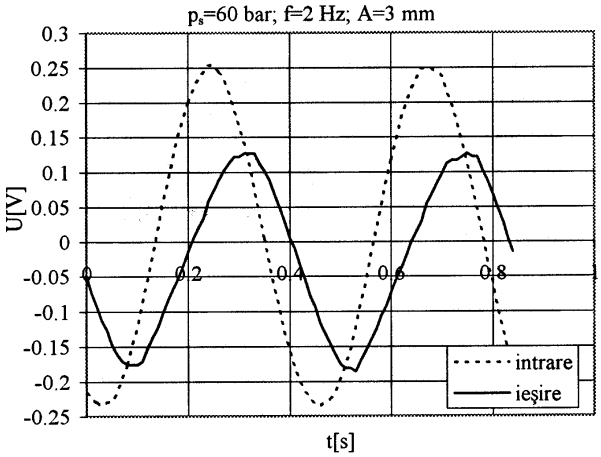


Fig. 25.14. Răspunsul servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică, la semnal sinusoidal.

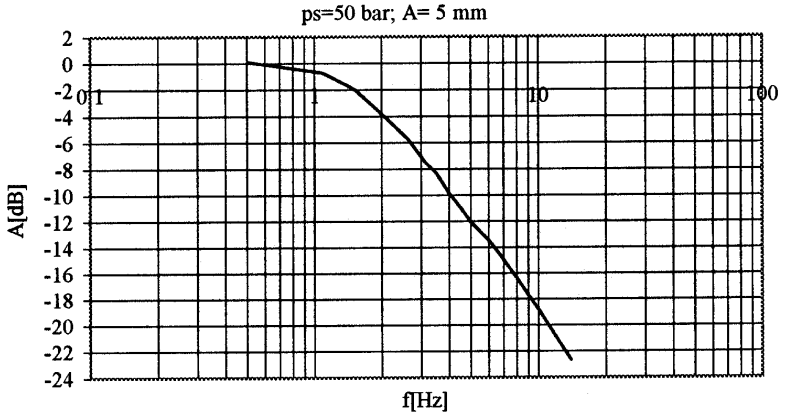


Fig. 25.15. Caracteristica atenuare - frecvență a servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică.

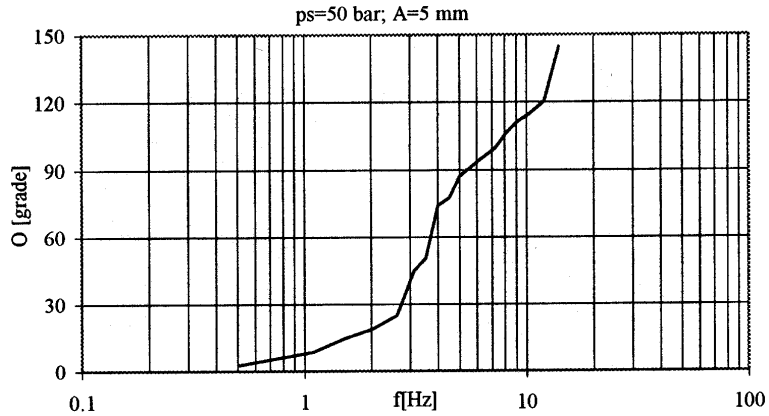


Fig. 25.16. Caracteristica fază - frecvență a servomecanismului electrohidraulic lent, cu sarcină elastică.

26

DINAMICA SERVOMOTOARELOR DE CAPACITATE CONSTANTĂ COMANDATE PRIN AMPLIFICATOARE ELECTROHIDRAULICE

26.1. FORMULAREA PROBLEMEI

Servomotoarele hidraulice moderne sunt utilizate pe scară largă în diferite domenii de activitate tehnică, având cerințe de precizie şi stabilitate foarte diferite. În cazul aplicațiilor importante, structura sistemelor automate hidraulice este aleasă astfel încât să asigure atât stabilitatea dinamică, cât şi uniformitatea mişcării la viteze mici. Problemele corespunzătoare acestui regim sunt generate de frecări, de elasticitatea componentelor mecanice şi a racordurilor, de compresibilitatea lichidelor funcționale, precum şi de variația scurgerilor interne în raport cu timpul şi temperatura.

Elasticitatea fluidului de lucru depinde esențial de volumul de aer nedizolvat, prezent uzual sub formă de bule microscopice ce nu pot fi eliminate decât prin vidarea prealabilă a întregii transmisii hidrostatice. Compresibilitatea fluidului de lucru poate fi diminuată semnificativ prin reducerea volumului de ulei supus variațiilor de presiune între amplificatorul electrohidraulic şi motorul hidraulic.

În practica industrială modernă, ponderea motoarelor hidraulice liniare este comparabilă cu cea a motoarelor hidraulice rotative. De exemplu, strungul automat S32 CNC cu 42 de "axe", produs în anul 1997 de firma AMB GmbH din Stuttgart, include 23 de servomecanisme electrohidraulice liniare BOSCH şi 10 servo-mecanisme electrohidraulice rotative BOSCH, alături de 9 servomecanisme electromecanice.

Servomecanismele electrohidraulice *liniare* sunt utilizate în toate aplica-țiile care necesită o mişcare liniară transmisă *direct* organului acționat (masă, cărucior, sanie etc.). Cursa maximă uzuală pentru fabricația *de serie* este de 1 m. În aplicații speciale, cursa poate atinge 18 m (C.H.E. PORȚILE DE FIER). Traductoarele de poziție moderne sunt formate din inserții magnetice înguste (2 mm) amplasate pe tijă, detectate cu senzori de proximitate incorporați în capacul tijei (CERAMAX - REXROTH). Precizia acestor sisteme este influențată esențial de compresibilitatea lichidului, deci de poziția tijei.

Servomecanismele hidraulice *rotative* sunt utilizate pentru acționarea unor organe în mişcare de *translație* prin intermediul şuruburilor cu bile (între 1 şi 4 m), sau a unui mecanism cu pinion şi cremalieră (între 2,5 şi 25 m). Avantajul major al acestei soluții este conservarea rezervei de stabilitate pe întreaga cursă.

În sistemele de acționare care necesită mişcări de rotație continue sau limitate, mai ales la momente mari, sunt utilizate aproape exclusiv servomotoare

hidraulice rotative. Eliminarea lanțurilor cinematice conferă acestor sisteme de acționare performanțe statice, dinamice, energetice şi fiabilistice ce nu pot fi egalate de alte sisteme.

Acest capitol este consacrat sintezei servomecanismelor electrohidraulice rotative a căror sarcină dominantă este inerțială. Se studiază ca aplicație un sistem ce include servomotorul electrohidraulic din figura 26.1, realizat în cadrul colaborării cu Uzina Mecanică Plopeni, prin cuplarea unui motor hidraulic cu pistoane axiale şi bloc înclinat tip F112 - IPG, cu o servovalvă MOOG - 76 şi un tahogenerator HÜBNER. Schema hidraulică de principiu a sistemului este prezentată în figura 26.2. Servocontrolerul a fost realizat ca unicat de Institutul de Hidraulică şi Pneumatică, fiind prevăzut cu posibilitatea reglării precise a coeficienților K_R, T_d şi $T_{i.}$.

Pentru a oferi o imagine *concretă* metodei propuse pentru rezolvarea problemei abordate, se consideră următoarele informații:

a) definirea sarcinii:

- domeniul de reglare a vitezei unghiulare: Ω_m = 6,28 ... 314 rad/s;
- momentul de inerție redus la arborele motorului: J = 0,6 Kg·m^2;
- coeficientul de frecare vâscoasă: 0,24 Nms.

b) performanțe impuse:

- eroare staționară: $\varepsilon_{st} = 0$, la intrare treaptă unitate;
- durata regimului tranzitoriu la intrare treaptă unitate: $t_r \le 0,4$ s;
- suprareglarea la intrare treaptă unitate: $\sigma < 5,2\%$.

c) parametrii aleşi pentru componentele sistemului:

- capacitatea motorului hidraulic rotativ: V_m=14 cm^3/rot= 2,23·10^{-6} m^3/rad;
- presiunea nominală a motorului hidraulic rotativ: p_n = 300 bar;
- viteza unghiulară nominală: Ω_{nom} = 157 rad/s;
- viteza unghiulară maximă: Ω_{max} = 314 rad/s;
- constanta de timp a servovalvei : T_{sv} = 0,004 s;
- factorul de amplificare în debit al servovalvei: K_{sv} = 7 ·10^{-5} m^3/Vs.
- modulul de elasticitate echivalent al lichidului: ε = 12000 bar;
- volumul de lichid din racordurile sevovalvei: V_0 = 20 cm^3;
- coeficientul de scurgeri interne al motorului hidraulic: K_{lm}= 2,85·10^{-12} Ns;
- presiunea sursei de alimentare: p_0 = 70 bar;
- constanta tahogeneratorului: K_T = 0,0318 Vs/rad.

Pentru satisfacerea performanțelor impuse în regim staționar se impune sinteza unui regulator electronic de tip PI.

26.2. MODELAREA MATEMATICĂ

Modelul matematic al sistemului este format din următoarele ecuații.

a) Modelul motorului hidraulic rotativ

Se consideră pentru motorul hidraulic rotativ funcția de transfer clasică:

$$H_m(s) = \frac{\Omega(s)}{Q_m(s)} = \frac{K_m}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + 1} \tag{26.1}$$

unde

$$K_m = \frac{1}{V_m} \tag{26.2}$$

este factorul de amplificare în viteză,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2\varepsilon V_m^2}{V_0 \cdot J}} \tag{26.3}$$

este pulsația naturală hidraulică, iar

$$\zeta = \frac{K_{lm}}{V_m} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot J}{V_m}} + \frac{f}{4V_m} \cdot \sqrt{\frac{V_m}{J \cdot \varepsilon}} \tag{26.4}$$

este factorul de amortizare.

Pentru motorul considerat rezultă: $K_m = 4{,}487 \cdot 10^5$ rad/m^3; $\omega_n = 31{,}3$ rad/s; $\zeta = 0{,}37$.

b) Modelul servovalvei

În domeniul de debite necesar în problema propusă, (Q_{sv} = 60 l/min), producătorul recomandă pentru servovalva hidraulică funcția de transfer:

$$H_A(s) = \frac{Q_m(s)}{U(s)} = \frac{K_{SV}}{s \cdot T_{SV} + 1} \tag{26.5}$$

Conform informațiilor din fișa tehnică, datorită parametrilor săi, servovalva este adecvată proceselor de reglare rapide.

c) Modelul tahogeneratorului

Acesta poate fi considerat un element *proporțional*, care furnizează o tensiune de 40 V la 3000 rot/min. Dacă se introduce un divizor de tensiune având constanta 0,25 rezultă:

$$K_T = \frac{U_{r\,max}}{\Omega_{max}} = 0{,}0318 \text{ Vs/rad}, \tag{26.6}$$

unde U_{refmax} =10 V este tensiunea de referință maximă.

Cu aceste elemente determinate rezultă pentru sistemul de reglare schema funcțională din figura 26.3.

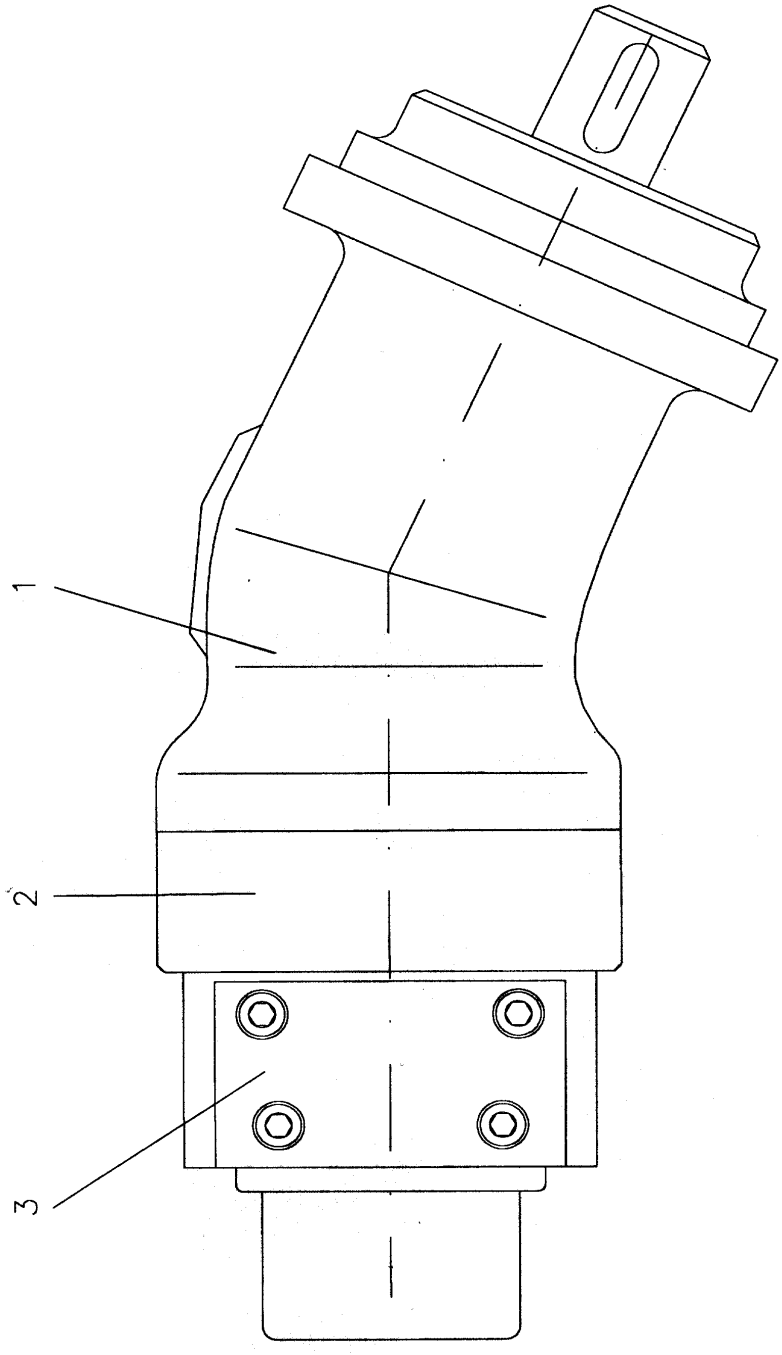


Fig. 26.1. Servomotor electrohidraulic de capacitate constantă:
1 - motor hidraulic F 112-25 IPG; 2 - placă intermediară;
3 - servovalvă electrohidraulică MOOG-76.

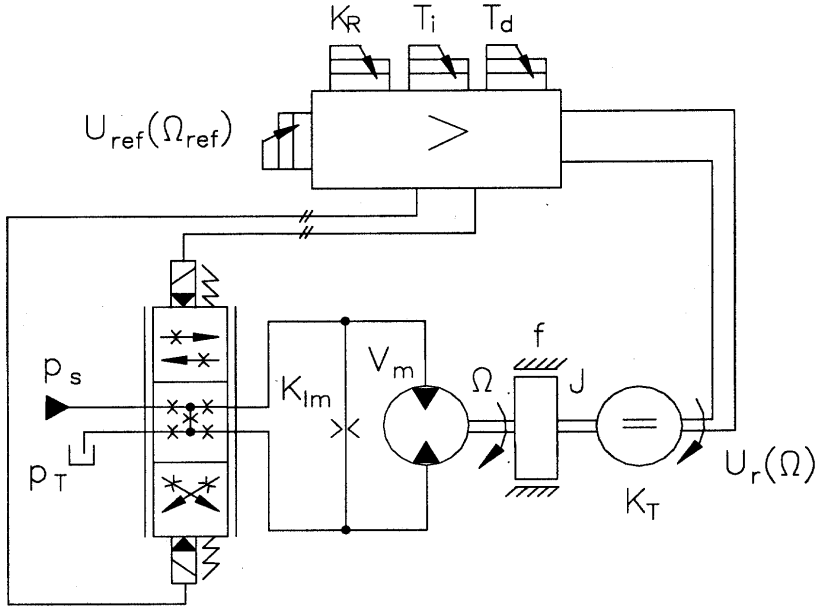


Fig. 26.2. Schema de principiu a sistemului electrohidraulic de reglare automată a turației.

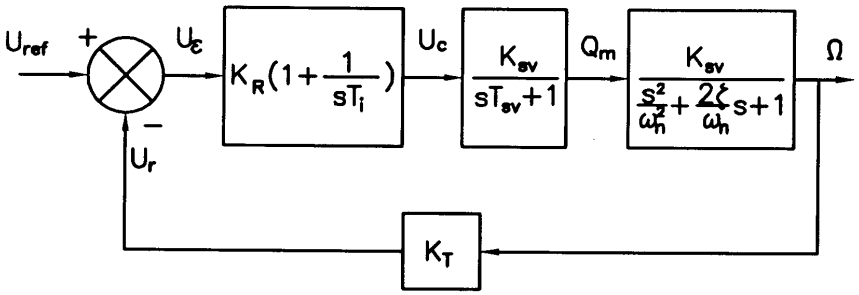


Fig. 26.3. Schema funcțională a sistemului de reglare automată.

26.3. ACORDAREA REGULATORULUI ELECTRONIC

Pulsația naturală hidraulică are o valoare suficient de mare pentru a neglija termenul $\left(1/\omega_n^2\right)$ față de termenul $\left(2\cdot\zeta/\omega_n\right)$. Astfel, pentru motorul hidraulic se poate utiliza cu suficientă precizie modelul de ordinul întâi:

$$H_m(s)=\frac{\Omega(s)}{Q_m(s)}=\frac{K_m}{\frac{2\cdot\zeta}{\omega_n}s+1}=\frac{K_m}{s\cdot T_m+1} \tag{26.7}$$

unde $T_m = (2 \cdot \zeta)/\omega_n \cong 0{,}024$ sec. În aceste condiții schema funcțională a sistemului capătă aspectul din figura 26.4.

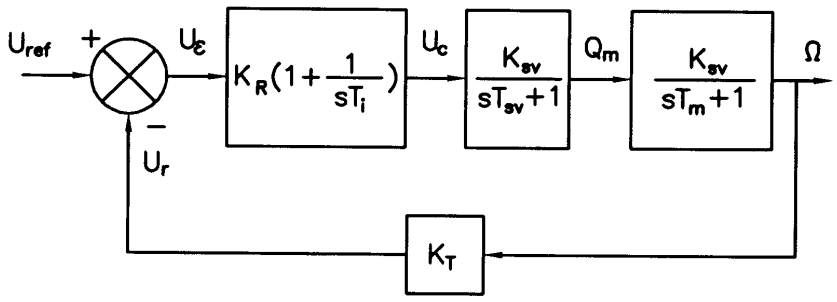


Fig. 26.4. Schema funcțională simplificată a sistemului de reglare automată.

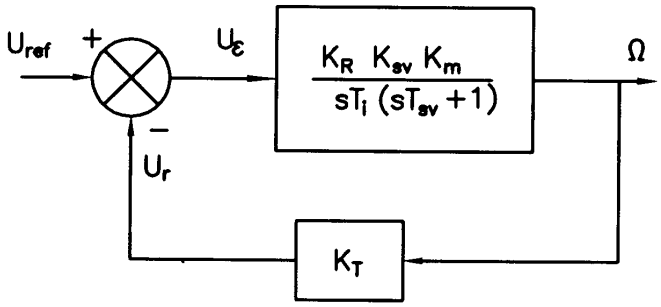


Fig. 26.5. Schema funcțională finală a sistemului de reglare automată.

Alegem $T_i = T_m$ pentru a compensa constanta de timp dominantă, rezultând schema simplificată din figura 26.5, din care se obține funcția de transfer aproximativă a sistemului:

$$H_0(s) = \frac{\Omega(s)}{U_{ref}(s)} = \frac{K_R \cdot K_{SV} \cdot K_m}{s^2 \cdot T_i \cdot T_{SV} + s \cdot T_i + K_R \cdot K_{SV} \cdot K_m \cdot K_T} \qquad (26.8)$$

care poate fi scrisă sub forma canonică

$$H_0(s) = \frac{\frac{1}{K_T}}{\frac{s^2 \cdot T_i \cdot T_{SV}}{K_R \cdot K_{SV} \cdot K_m \cdot K_T} + \frac{s \cdot T_i}{K_R \cdot K_{SV} \cdot K_m \cdot K_T} + 1} \qquad (26.9)$$

sau

$$H_0(s)=\frac{K_0}{\frac{s^2}{\omega_0^2}+\cdot\frac{2\cdot\zeta_0}{\omega_0}\cdot s+1} \tag{26.10}$$

unde

$$K_0=1/K_T \tag{26.11}$$

$$\omega_0=\sqrt{\frac{K_R\cdot K_{SV}\cdot K_m\cdot K_T}{T_i\cdot T_{SV}}} \tag{26.12}$$

şi

$$\frac{2\cdot\zeta_0}{\omega_0}=\frac{T_i}{K_R\cdot K_{SV}\cdot K_m\cdot K_T}\ . \tag{26.13}$$

Rezultă:

$$\zeta_0=\frac{1}{2}\cdot\sqrt{\frac{T_i}{K_R\cdot K_{SV}\cdot K_m\cdot K_T}} \tag{26.14}$$

Aplicând la intrare o treaptă de tensiune U_{ref} = 1V la t > 0, rezultă $U_{ref}^{(s)}=1/s$, iar din relația (26.1) deducem:

$$\Omega(s)=H_0(s)\cdot U_{ref}(s)=\frac{K_0}{s\cdot\left(\frac{s^2}{\omega_0^2}+\frac{2\cdot\zeta_0}{\omega_0}\cdot s+1\right)} \tag{26.15}$$

Din relația (26.8) rezultă:

$$\Omega(t)=K_0\cdot\left[1-\frac{e^{-\zeta_0\cdot t}}{\sqrt{1-\zeta_0^2}}\cdot\sin\left(\omega_0\cdot\sqrt{1-\zeta_0^2}\cdot t+\varphi\right)\right] \tag{26.16}$$

unde:

$$tg\varphi=\frac{\sqrt{1-\zeta_0^2}}{\zeta_0} \tag{26.17}$$

Relația (26.16) permite determinarea performanțelor realizate de sistem:

$$\sigma=e^{-\frac{\zeta_0\cdot\pi}{\sqrt{1-\zeta_0^2}}};\qquad t_r\approx\frac{4}{\zeta_0\cdot\omega_0} \tag{26.18}$$

Alegem ζ_0 = 0,7 şi σ = 4,3 %, deci $\sigma < \sigma_{impus}$. Din expresia lui ζ_0 obținem:

$$K_R = \frac{T_i}{4 \cdot \zeta_0^2 \cdot K_{SV} \cdot K_m \cdot K_T \cdot T_{SV}} = 3{,}14 \tag{26.19}$$

În final, rezultă $\omega_0 = 178{,}76$ rad / s. Timpul de reglare este:

$$t_r \approx \frac{4}{\zeta_0 \cdot \omega_0} = 31{,}9 \quad \text{ms} \tag{26.20}$$

Se observă că timpul de reglare este satisfăcut cu o anumită rezervă, ceea ce confirmă rapiditatea sistemului electrohidraulic de reglare. Eroarea staționară a sistemului este nulă:

$$\varepsilon_{st} = \lim_{t\to\infty} \varepsilon(t) = \lim_{s\to 0} s \cdot \varepsilon(s) = \lim_{s\to 0} s \cdot \frac{1}{1 + H(s)} \cdot U_{ref}(s) =$$
$$= \lim_{s\to 0} [1 - H_0(s)] = 1 - H_0(s) = 1 - 1 = 0$$

Această concluzie este evidentă, deoarece sistemul are un pol în origine pe calea directă, introdus de regulatorul PI. În acest caz, pentru o intrare de tip treaptă, eroarea staționară este nulă. Verificarea rezultatelor se poate face imediat şi prin simulare numerică.

27

CALCULUL SERVOMOTOARELOR HIDRAULICE DE CAPACITATE CONSTANTĂ CU REACȚIE DE POZIȚIE

27.1. UN NOU TIP DE SERVOMOTOR MECANOHIDRAULIC ROTATIV CU REACȚIE MECANICĂ RIGIDĂ

Industria modernă utilizează numeroase tipuri de servomecanisme mecanohidraulice rotative formate din motoare hidraulice volumice rotative şi distribuitoare de urmărire. Dintre aceste servomecanisme, cel mai compact şi cel mai răspândit este cel bazat pe hidromotorul orbital şi distribuitorul rotativ de urmărire, dar această soluție prezintă dezavantajul unei tehnologii complexe şi al unei presiuni admisibile relativ reduse.

În acest capitol se prezintă un nou tip de servomecanism mecanohidraulic rotativ, brevetat de autori în anul 1984 (**Brevet R.S.R. nr. 87234**). Acest servomecanism înlătură dezavantajele sistemelor prezentate anterior prin faptul că utilizează un hidromotor lent cu pistoane axiale şi came frontale multiple, al cărui distribuitor fix este înlocuit cu un distribuitor rotativ de urmărire (fig. 27.1).

Servomecanismul a fost conceput pentru amplificarea momentului aplicat unui arbore numit "de intrare" prin intermediul unui hidromotor lent cu pistoane axiale (CARON), format din blocul cilindrilor (9), în care culisează axial pistoanele (10), două came frontale multiple (8), blocate axial prin inele de siguranță şi tangențial prin caneluri triunghiulare față de o bucşă distribuitoare (11), care constituie în acelaşi timp şi arborele "de ieşire" al servomecanismului. Arborele de intrare (1) şi arborele de ieşire (13), sunt amplasați concentric în interiorul blocului cilindrilor şi formează un distribuitor rotativ (fig. 27.2, 27.3, 27.4 şi 27.5), alimentat de o pompă volumică printr-un racord şi printr-o cameră toroidală. Blocul cilindrilor este blocat tangențial de carcasa servomecanismului prin caneluri cu joc, care permit centrarea liberă a blocului cilindrilor față de bucşa distribuitoare. Contactul dintre pistoane, came şi bilele (4) în regim de avarie (la întreruperea alimentării cu lichid a servomecanismului), este menținut de arcurile elicoidale (5).

Rotirea arborelui de intrare față de arborele de ieşire necesită deformarea unor arcuri lamelare (3). În regim de avarie, arborele de ieşire poate fi rotit prin intermediul arborelui de intrare printr-un ştift cilindric (12), după încovoierea completă a arcurilor lamelare. În carcasă este amplasată o supapă de sens (7) care permite şuntarea hidromotorului în regim de avarie.

Arborele de intrare este prevăzut cu trei canale axiale dispuse pe suprafața exterioară la 120^0 în planul de simetrie al blocului cilindrilor şi intercalate față de

canalele axiale menționate anterior. Acelaşi arbore este prevăzut cu un set de găuri radiale aflate în corespondență cu găuri similare practicate în arborele de ieşire (fig. 27.6).

În poziția neutră, distribuitorul rotativ asigură returul lichidului de lucru la bazin, orificiile hidromotorului fiind închise. În celelalte două poziții, distribuitorul permite admisia lichidului în camerele active ale hidromotorului şi evacuarea lichidului din camerele pasive ale acestuia. Hidromotorul roteşte arborele de ieşire până la închiderea distribuitorului, realizând o reacție de poziție rigidă. Astfel, arborele de ieşire urmăreşte practic sincron arborele de intrare, realizând momentul impus de mecanismul acționat. Valoarea maximă a momentului realizat este proporțională cu presiunea maximă admisibilă şi cu volumul geometric de lucru (capacitatea) hidromotorului.

Servomecanismul poate fi realizat şi cu *centrul închis*, corespunzător aplicațiilor caracterizate prin alimentarea mai multor servomotoare la presiune constantă. În acest caz, singura modificare a sistemului de distribuție constă în îndepărtarea orificiilor radiale prin care lichidul furnizat de sistemul de alimentare se întoarce la rezervor, parțial sau integral. De asemenea, servomecanismul poate fi realizat cu reacție hidromecanică, prin transformarea motorului hidraulic rotativ într-un traductor pentru unghiul de rotație al bucşei de distribuție.

Simbolul detaliat al servomecanismului este indicat în figura 27.7, iar schema hidraulică echivalentă este prezentată în figura 27.8.

27.2. MODELAREA MATEMATICĂ

Regimul staționar al servomecanismului poate fi definit prin următoarele condiții:

$$n_v = \text{const.} \le \frac{Q_p}{V_m} \tag{27.1}$$

$$\Delta p_u = \text{const.} \ge 0 \tag{27.2}$$

$$\alpha \le \alpha_{max} \tag{27.3}$$

unde n_v este turația arborelui de intrare (de exemplu – volanul unui autovehicul); Q_p – debitul pompei; V_m – volumul geomteric de lucru al hidromotorului cu pistoane axiale; Δp_u – căderea de presiune *utilă* pe hidromotor.

Din relațiile (27.1) şi (27.2) rezultă:

$$\alpha = \text{const.} = \alpha(\Delta p_u) > \alpha_{min} \tag{27.4}$$

adică turația hidromotorului este constantă şi egală cu turația sertarului, iar deschiderea distribuitorului este constantă şi depinde de sarcina hidromotorului.

Debitul recepționat de acesta este:

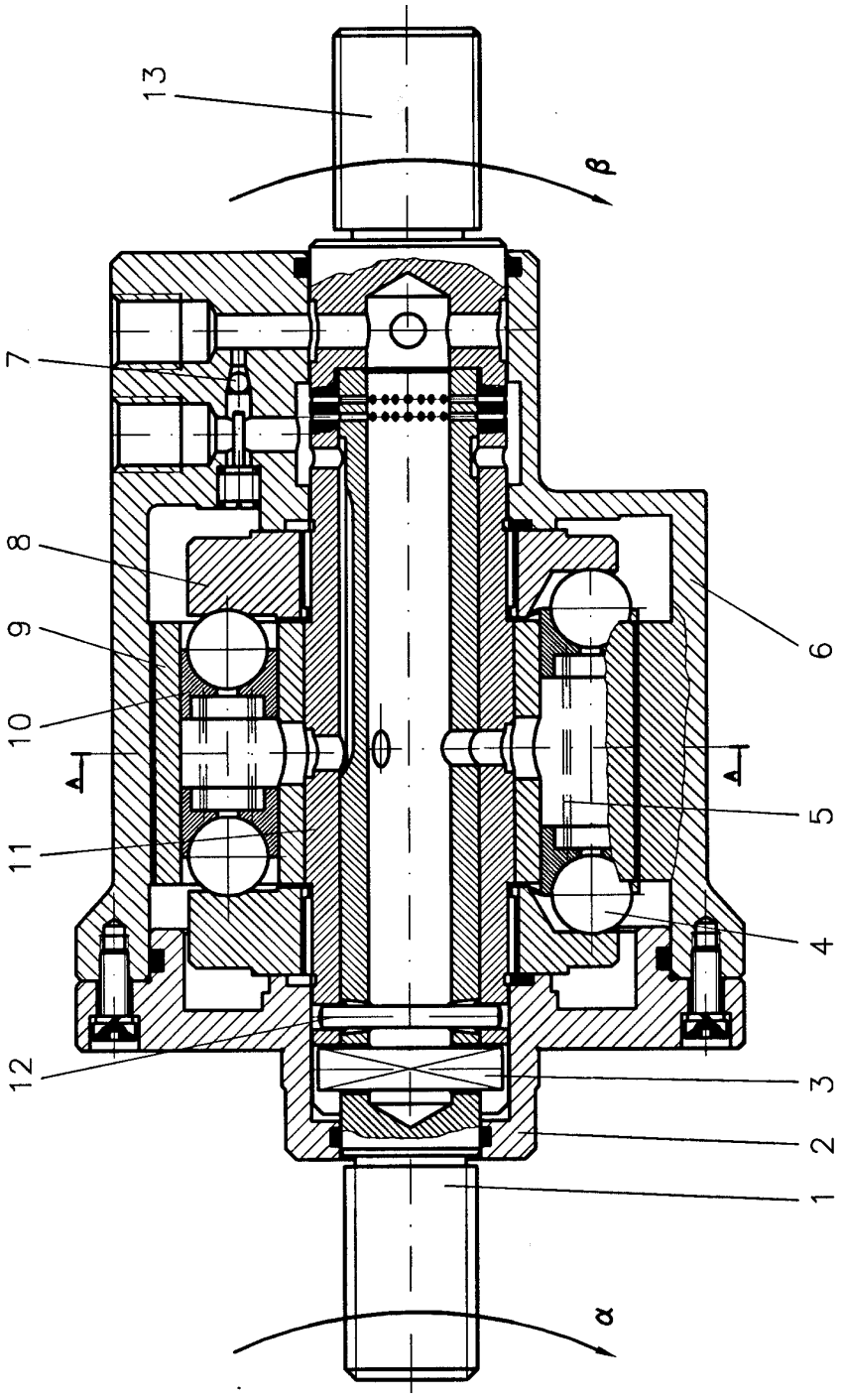


Fig. 27.1. Servomecanism mecanohidraulic rotativ
(Brevet R.S.R. nr. 87234).

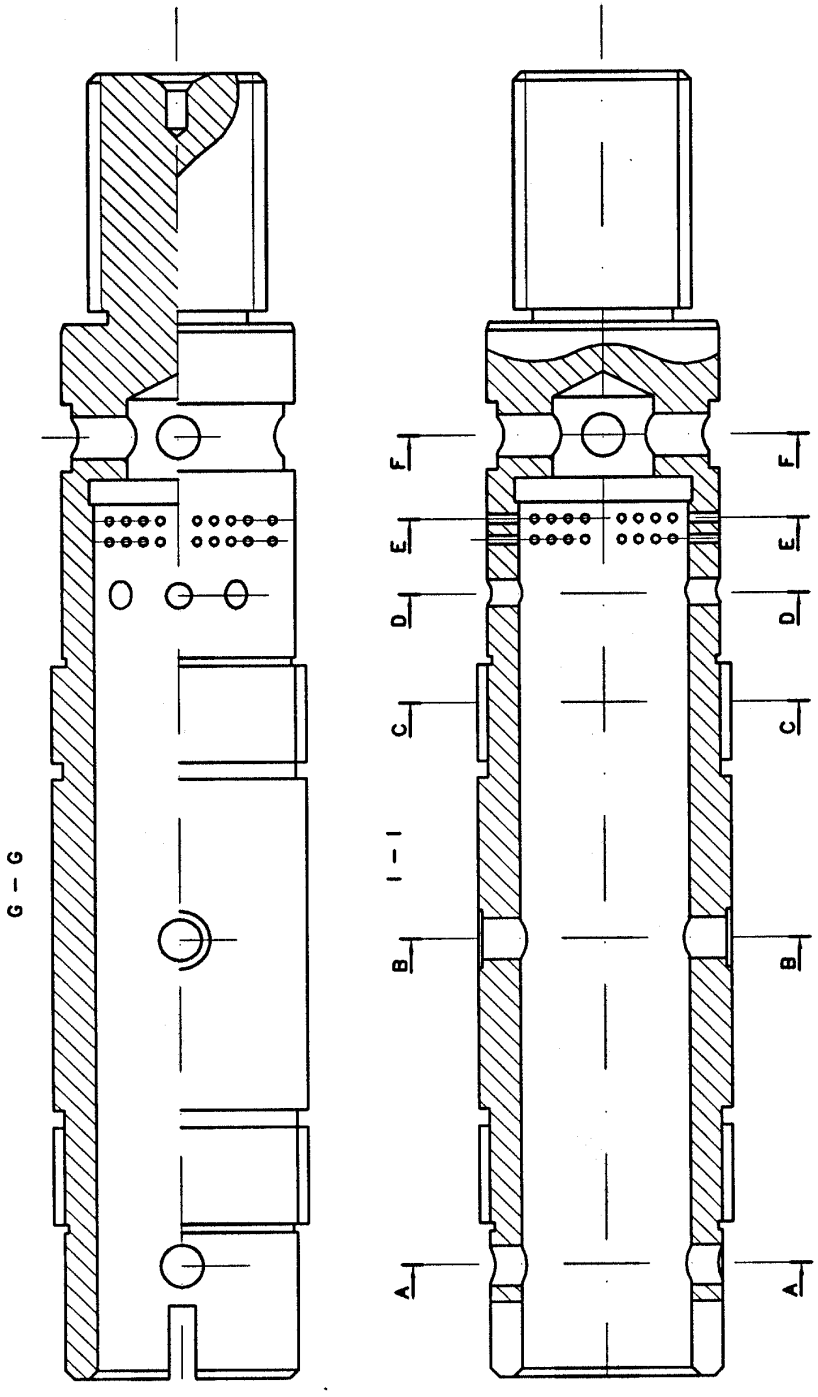


Fig. 27.2. Bucşă de distribuție (secțiuni longitudinale).

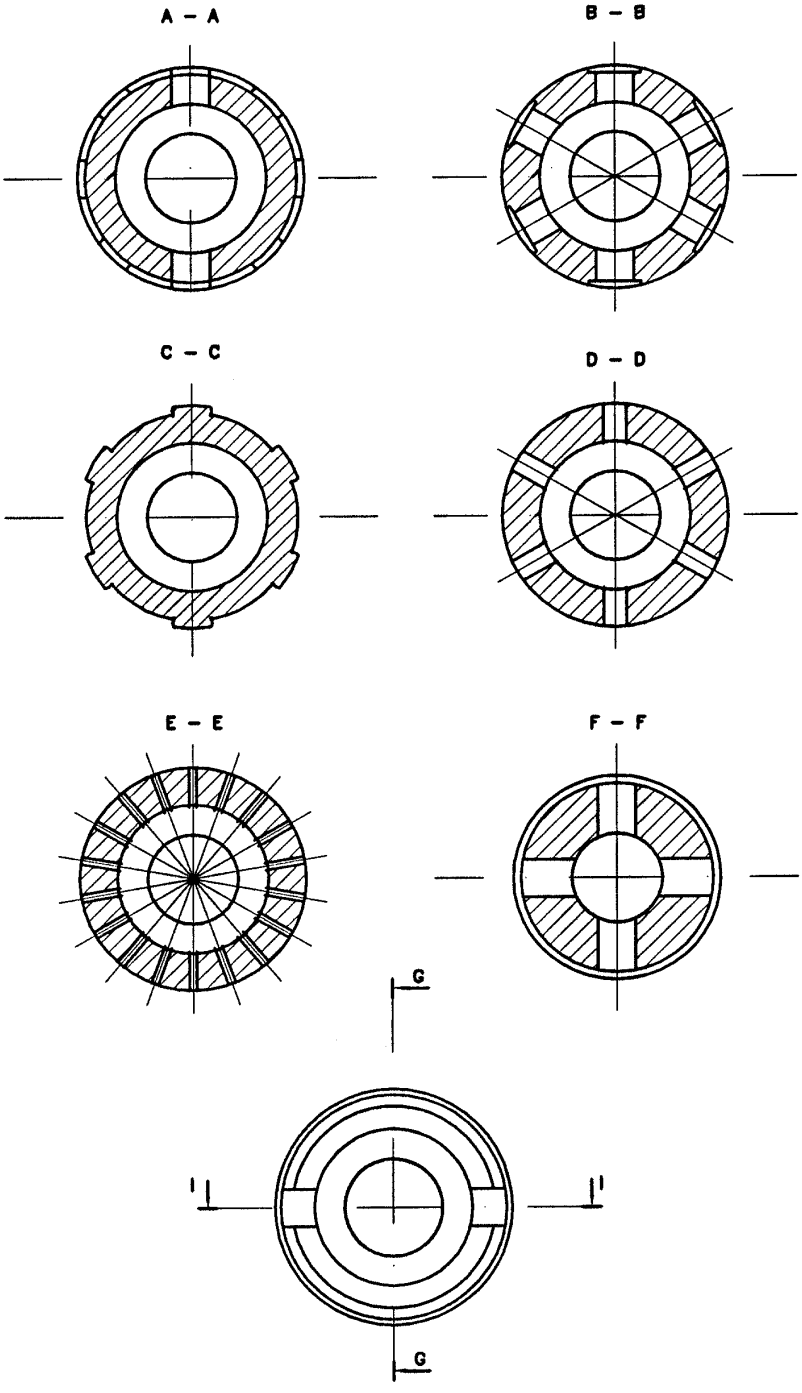


Fig. 27.3. Bucşă de distribuție (secțiuni caracteristice transversale).

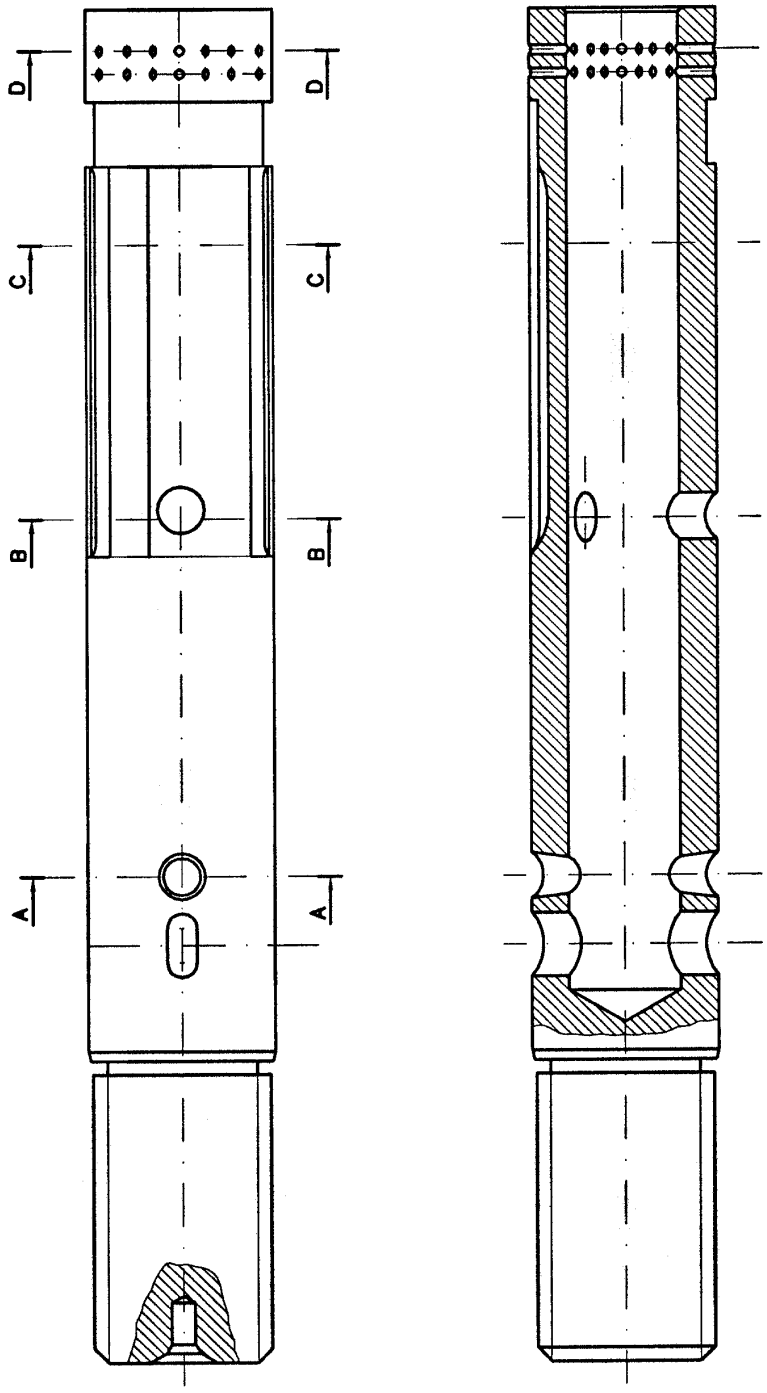


Fig. 27.4. Sertar de distribuție.

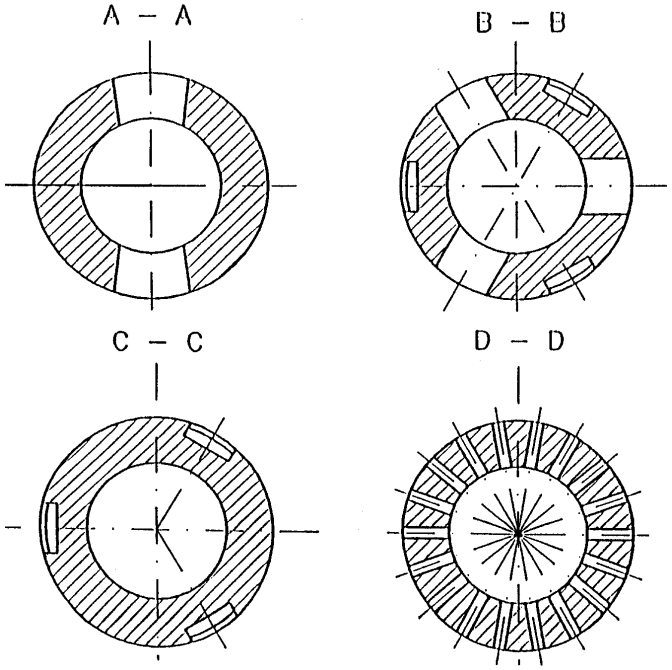


Fig. 27.5. Sertar de distribuție (secțiuni caracteristice transversale).

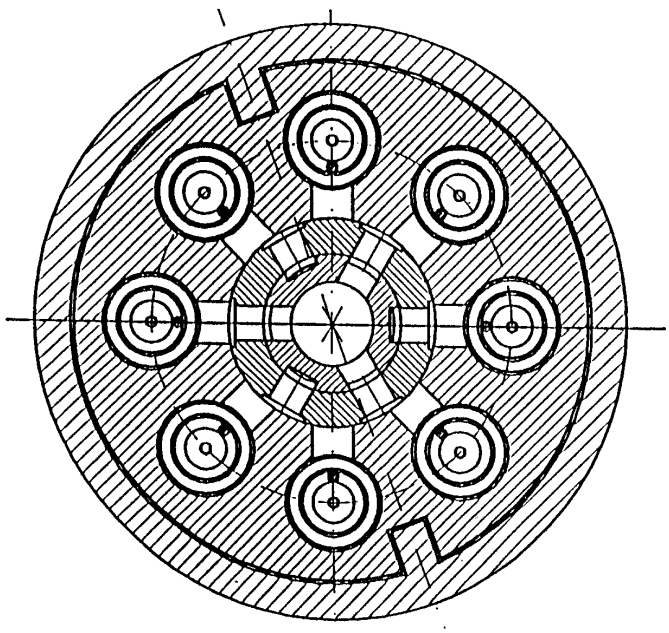


Fig. 27.6. Servomecanism mecanohidraulic rotativ (secțiune transversală).

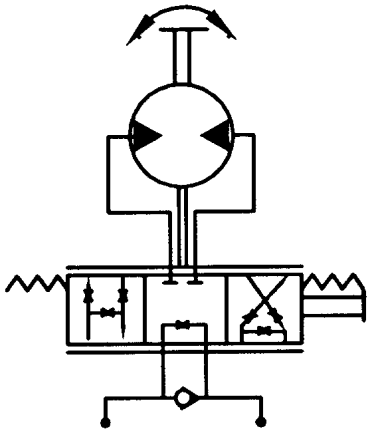


Fig. 27.7. Schema de principiu a servomecanismului.

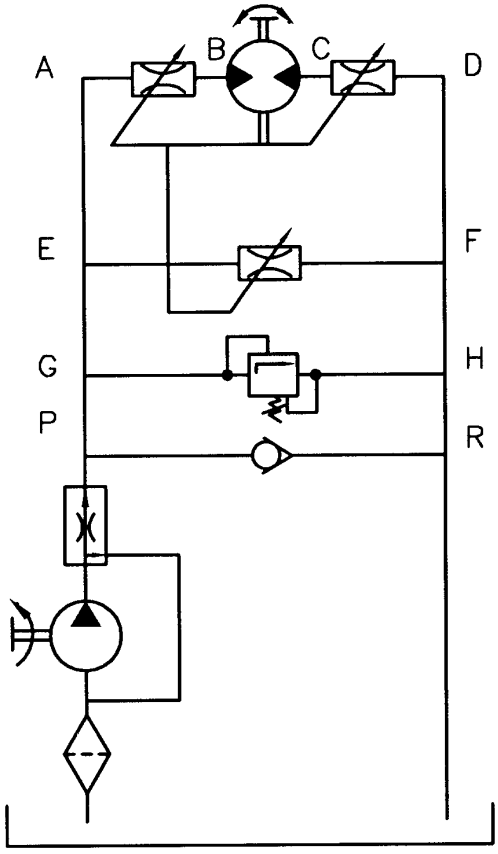


Fig. 27.8. Schema hidraulică echivalentă a servomecanismului.

$$Q_m = n_v \cdot V_m = \text{const.}$$

Ecuația de continuitate pentru punctul G are forma:

$$Q_p = Q_m + Q_r + Q_s \tag{27.5}$$

Bilanțul pierderilor de presiune pentru traseul ABCDEFGHPR este:

$$p_p = \Delta p_{ma} + \Delta p_m + \Delta p_{me} \tag{27.6}$$

Pompele care deservesc sistemele de direcție sunt antrenate în general de motoare termice, care lucrează la turație variabilă. Pentru a evita influența acesteia, pompele sunt prevăzute cu regulatoare de debit, astfel că putem admite Q_p = const.

Datorită identității droselelor D_{ma} şi D_{me} rezultă:

$$\Delta p_{ma} = \Delta p_{me} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\zeta_m(z_m) \cdot Q_m^2}{z_m^2(\alpha) \cdot A_{tm}^2} \tag{27.7}$$

unde: z_m este gradul de deschidere al droselelor D_{ma} şi D_{me},

$$z_m(\alpha) = \frac{N_m A_m}{A_{tm}} = \frac{N_m A_m}{N_m \pi R^2} = \frac{A_m}{\pi R^2}. \tag{27.8}$$

Se notează cu: $c = \alpha\, D_s/2$, deplasarea tangențială a sertarului față de corpul distribuitorului pe cilindrul de diametru D_s (fig. 27.9).

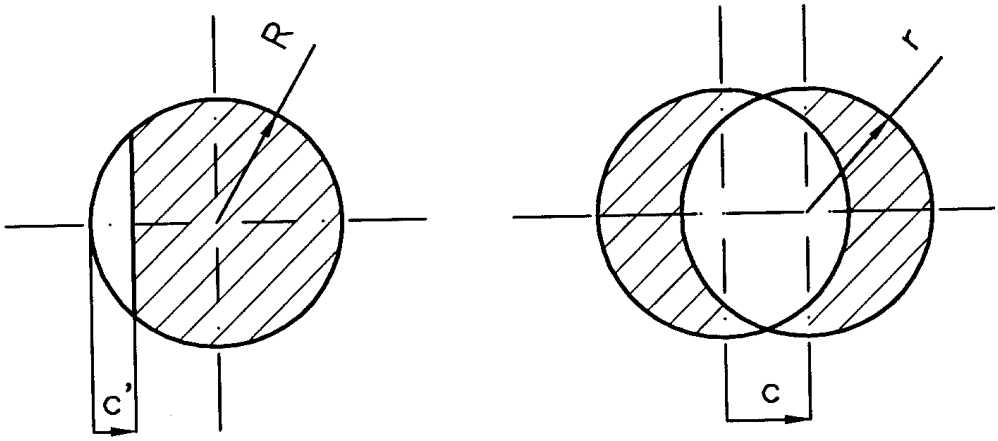


Fig. 27.9. Schemă de calcul pentru orificiile de distribuție.

Ținând seama că acoperirea inițială a sertarului, $c_0 = \alpha_{min}\, D_s/2$, se poate determina deschiderea droselelor D_{ma} şi D_{me}:

$$c_0 = \frac{1}{2}(\alpha - \alpha_{min})D_s = c - c_0 \tag{27.9}$$

Pentru $z_m(c')$ s-a obținut relația:

$$z_m(c') = \frac{1}{\pi}\arcsin\frac{\sqrt{2c'R - c'^2}}{R} - (R - c')\sqrt{2c'R - c'^2} \tag{27.10}$$

Funcția $\zeta(z)$ a fost aproximată prin polinomul

$$\zeta(z) = 157{,}84z^2 - 146{,}46z + 34{,}3 + \frac{0{,}732}{z}. \tag{27.11}$$

S-a notat cu Δp_m căderea de presiune pe hidromotorul cu pistoane axiale. Aceasta acoperă momentul util şi pierderile mecanice:

$$\Delta p_m = \Delta p_u + \Delta p_{m0} \tag{27.12}$$

unde $\Delta p_{m0} = 2 \ldots 4$ bar.

Căderea de presiune pe droselul D_r se determină cu relația:

$$\Delta p_r = \frac{\rho}{2}\cdot\frac{\zeta_r(z_r)\cdot Q_r^2}{z_r^2(\alpha)\cdot A_{tr}^2} \tag{27.13}$$

în care

$$z_r(\alpha) = \frac{N_r A_r}{A_{tr}} = \frac{N_r A_r}{N_r \pi r^2} = \frac{A_r}{\pi r^2} \tag{27.14}$$

iar funcția $\zeta_r(z_r)$ se calculează cu polinomul de interpolare pentru:

$$z_r(c) = 1 - \frac{c}{\pi r}\sqrt{1 - \frac{c^2}{4r^2}} - \frac{2}{\pi}\arcsin\frac{c}{2r} \quad . \tag{27.15}$$

Funcționarea amplificatorului în regim staționar este descrisă de sistemul:

$$Q_r = Q_p - Q_m \tag{27.16}$$

$$p_p = \Delta p_u + \Delta p_{m0} + \rho\cdot\frac{\zeta_m(z_m)\cdot Q_m^2}{z_m^2(\alpha)\cdot A_{tm}^2} = \frac{\rho}{2}\cdot\frac{\zeta_r(z_r)\cdot Q_r^2}{z_r^2(\alpha)\cdot A_{tr}^2} \tag{27.17}$$

dacă supapa de deversare este închisă, şi de sistemul:

$$\begin{cases} Q_s = Q_p - Q_m - Q_r \\ p_s(Q_s) = \dfrac{\rho}{2}\cdot\dfrac{\zeta_r(z_r)\cdot Q_r^2}{z_r^2(\alpha)\cdot A_{tr}^2} = \Delta p_u + \Delta p_{m0} + \rho\cdot\dfrac{\zeta_m(z_m)\cdot Q_m^2}{z_m^2(\alpha)\cdot A_{tm}^2} \end{cases} \tag{27.18}$$

dacă supapa de deversare, având caracteristica statică $p_s(Q_s)$ este deschisă.

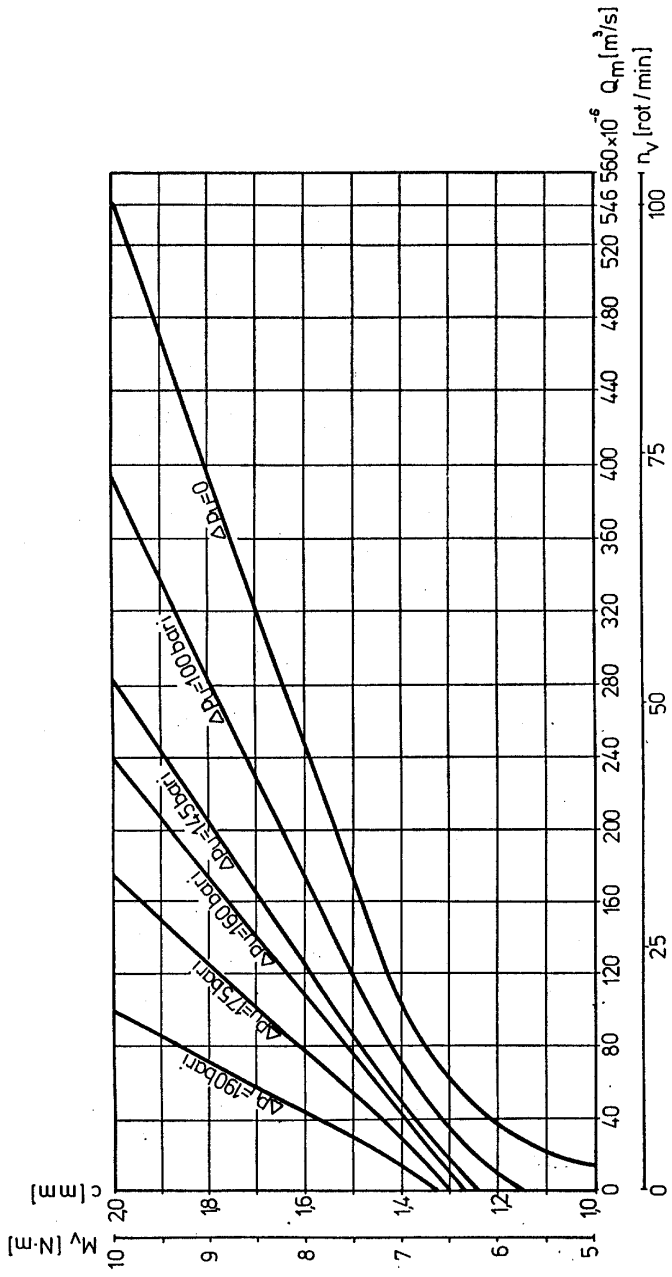


Fig. 27.10. Caracteristica de regim staționar
a servomecanismului rotativ cu sarcină constantă.

În figura 27.10 se prezintă caracteristica statică a unui servomecanism caracterizat prin V_m = 328 cm^3/rot. Se constată că în coordonate n_v - M_v, domeniul de lucru al servomecanismului este practic triunghiular. Turația maximă corespunzătoare unui moment dat la arborele motorului hidraulic este limitată de pierderile de presiune pe distribuitorul de urmărire. Această caracteristică este obligatorie pentru dimensionarea corectă a servomecanismului conform datelor concrete, specifice fiecărei aplicații.

Servomecanismul studiat a fost protejat prin brevetul menționat până în anul 1998. Soluția tehnică originală a fost examinată şi de divizia de cercetare a concernului REXROTH, fiind considerată corectă din punct de vedere tehnic şi compatibilă cu principalele componente ale motorului hidraulic CARON produs în serie de acest concern. Datorită posibilității de valorificare a brevetului, calculul dinamic al servomecanismului nu este prezentat în această lucrare, deşi a fost elaborat integral.

28

DINAMICA SERVOMOTOARELOR HIDRAULICE DE CAPACITATE VARIABILĂ CU REACȚIE DE FORȚĂ

28.1. FORMULAREA PROBLEMEI

Servomotoarele cu reglare frontală s-au răspândit rapid în transmisiile hidrostatice datorită faptului că au cel mai redus gabarit dintre servomotoarele rapide reglabile. În plus, ele nu necesită pompe auxiliare pentru alimentarea servomecanismului de reglare a capacității, ci utilizează în acest scop un debit extrem de mic, prelevat din racordul de admisie.

Dintre tipurile de comenzi disponibile adecvate acestor motoare, cea mai modernă este cea electromagnetică, datorită compatibilității cu reacția de forță realizată prin intermediul unui resort elicoidal (fig. 28.1). În regim staționar, forța electromagnetică F_m ce acționează asupra sertarului este echilibrată de forța de reacție, F_{er} (fig. 28.2), generată prin deplasarea pistonului cilindrului hidraulic diferențial împotriva resortului de reacție. La creşterea curentului furnizat electromagnetului de servocontroler, sertarul conectează camera de arie mare (pasivă) la racordul de admisie al motorului, provocând deplasarea pistonului în sensul scăderii capacității. Dacă motorul este alimentat la debit constant, turația sa creşte. La scăderea curentului electromagnetului, sertarul este împins de resort cu forța F_{er} în sensul drenării camerei de arie mare, provocând creşterea capacității motorului, deci scăderea turației sale.

Prezentul capitol este consacrat modelării matematice şi simulării numerice a dinamicii servomotoarelor cu reglare frontală, comandată prin electromagneți proporționali de forță. Caracterul profund neliniar al acestor *sisteme* nu permite efectuarea unei analize liniare.

28.2. MODELAREA MATEMATICĂ

Se consideră servomotorul reprezentat schematic în figura 28.3. Modelul matematic al acestuia include ecuația de mişcare a sertarului şi plunjerului, ecuația de mişcare a pistonului şi ecuația de continuitate corespunzătoare camerei de arie mare a cilindrului hidraulic.

a) Ecuația de mişcare a sertarului şi plunjerului electromagnetului are forma

$$m_x \ddot{x} = F_m - F_{em} - F_{er} - F_h - F_{fv} - F_{fs} \tag{28.1}$$

în care

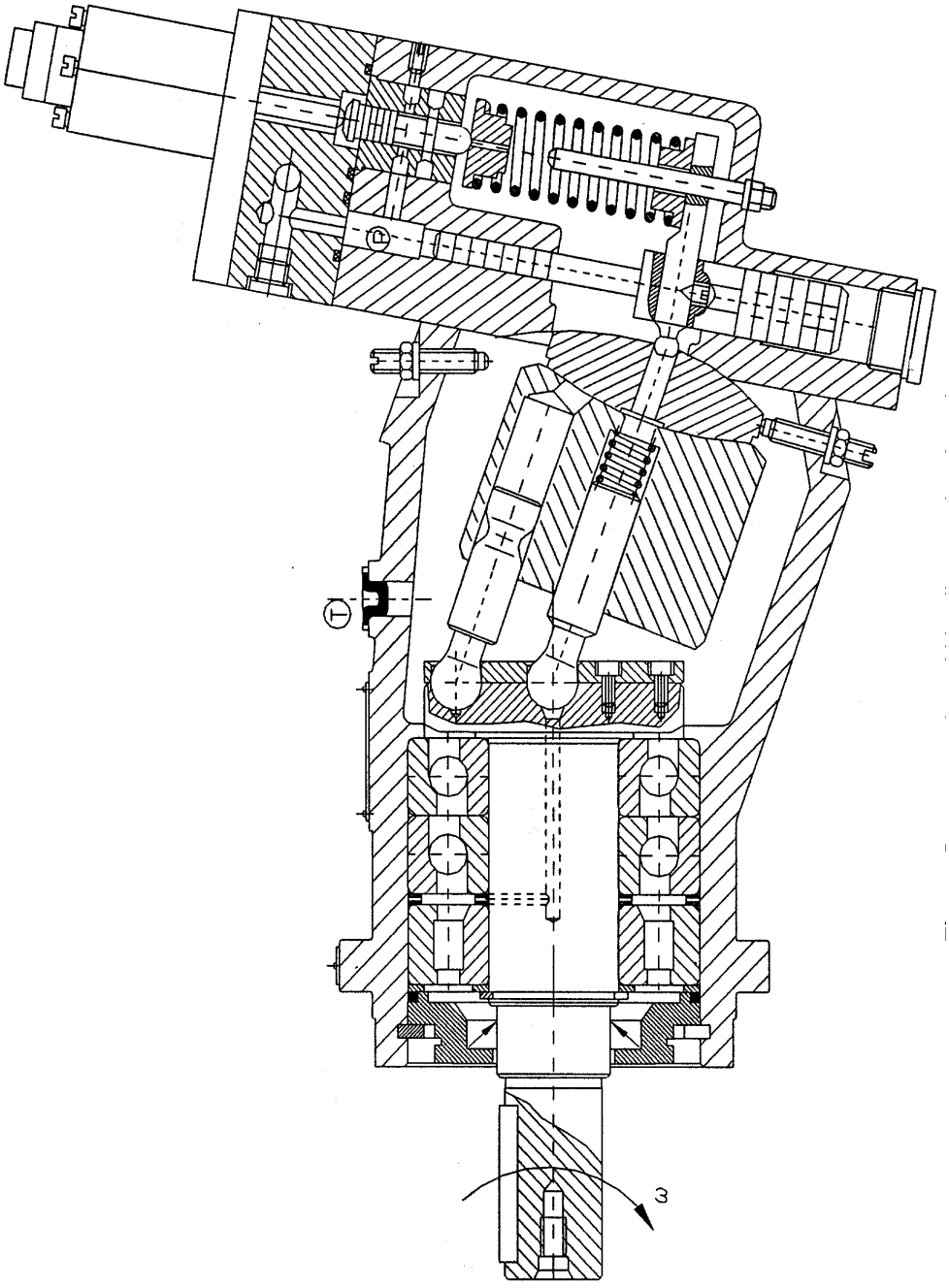


Fig. 28.1. Servomotor electrohidraulic cu reglare frontală.

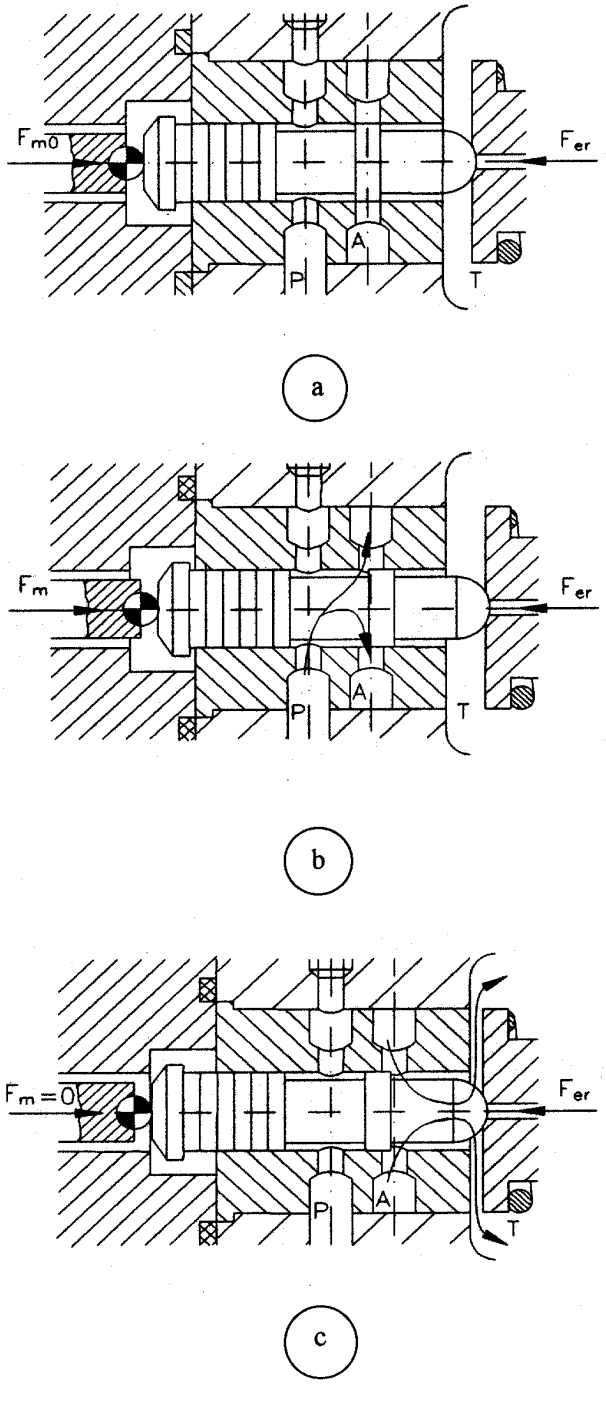


Fig. 28.2. Conexiunile caracteristice ale distribuitorului servomecanismului:
a) P, A şi T închise; b) P→A şi T închis; c) A→T şi P închis.

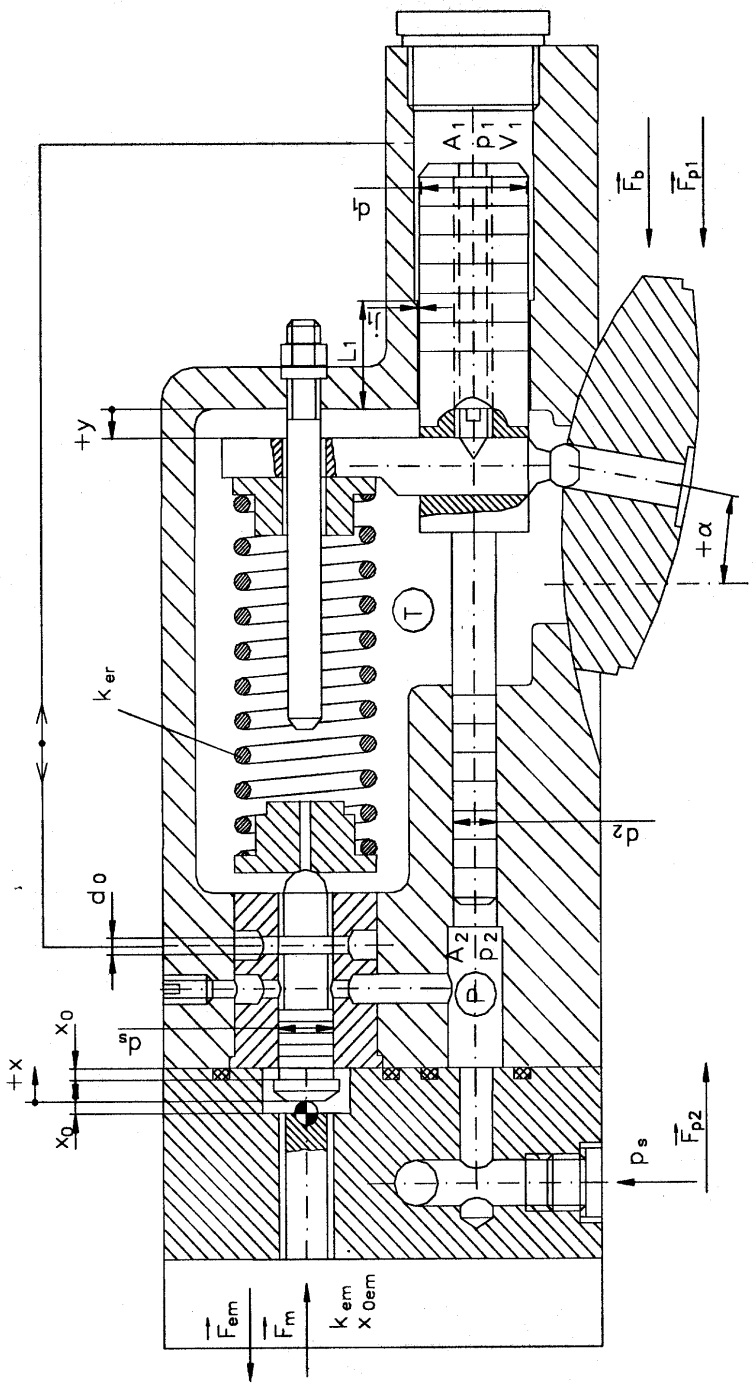


Fig. 28.3. Schemă de calcul pentru servomecanismele electrohidraulice cu reacție de forță.

$$F_m = K_m\left(i - i_0\right) \tag{28.2}$$

este forța electromagnetică corespunzătoare diferenței dintre curentul de comandă, i şi curentul de premagnetizare, i_0.

Se notează cu

$$I = i - i_0 \tag{28.3}$$

curentul util.

Constanta electromagnetului rezultă din relația

$$K_m = \frac{F_m\left(I_{max}\right)}{I_{max}} \tag{28.4}$$

Plunjerul electromagnetului este retras în interiorul bobinei cu forța

$$F_{em} = K_{em}\left(x + x_{0em}\right) \tag{28.5}$$

în care K_{em} este rigiditatea resortului electromagnetului, x_{0em} - precomprimarea acestuia, iar x - deplasarea sertarului din poziția neutră, în care racordurile P, A şi T comunică numai prin jocuri.

Forța elastică de reacție,

$$F_{er} = K_{er} y \tag{28.6}$$

corespunde cursei pistonului, y şi rigidității resortului de reacție, K_{er}. Cursa maximă a pistonului poate fi calculată cu relația aproximativă

$$y_{max} \cong R_d\left(\alpha_{max} - \alpha_{min}\right) \tag{28.7}$$

unde R_d este raza suprafeței cilindrice pe care alunecă placa de distribuție.

Forța hidrodinamică depinde de *sensul* deplasării sertarului din poziția neutră. Pentru $x > 0$,

$$F_h^+ = \rho Q^+ v^+ \cos\theta \tag{28.8}$$

unde

$$Q^+ = 2c_d A^+\left(x\right)\sqrt{\frac{2\left(p_s - p_1\right)}{\rho}} \tag{28.9}$$

$$v^+ = c_v\sqrt{\frac{2\left(p_s - p_1\right)}{\rho}} \tag{28.10}$$

iar θ este unghiul jeturilor cu axa sertarului. Cele două orificii de distribuție sunt circulare, având diametrul d_0. Rezultă:

$$F_h^+ = K_h \cdot A\left(x\right)\cdot\left(p_s - p_1\right) \tag{28.11}$$

p_s fiind presiunea în racordul de admisie al motorului, iar p_1 - presiunea în camera "pasivă" a cilindrului hidraulic.

Constanta forţei hidrodinamice este adimensională:

$$K_h = 2c_d c_v \cos\theta \tag{28.12}$$

Forţa hidrodinamică tinde să închidă distribuitorul. Dacă x < 0,

$$F_h^- = \rho Q^- v^- \cos\theta \tag{28.13}$$

unde

$$Q^- = 2c_d A^-(|x|)\sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \tag{28.14}$$

$$v^- = c_v\sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \tag{28.15}$$

Forţa F_h^- tinde, de asemenea, să închidă distribuitorul:

$$F_h^- = K_h A^-(|x|)\, p_1 \tag{28.16}$$

Forţa de frecare vâscoasă,

$$F_{fv} = K_{fv} \cdot \dot{x} \tag{28.17}$$

include un coeficient ce trebuie determinat experimental, K_{fv}. De asemenea, forţa de frecare statică trebuie determinată experimental:

$$F_{fs} = K_{fs} \cdot \operatorname{sign}\dot{x} \tag{28.18}$$

Masa echivalentă a plunjerului, m_m, sertarului, m_s şi resortului de reacţie, m_{er} este:

$$m_x = m_m + m_s + 0{,}35\, m_{er} \tag{28.19}$$

b) Ecuaţia de mişcare a pistonului este:

$$m_y \ddot{y} = F_{p1} - F_{p2} - F_{er} + F_b - F_{fvp} - F_{fsp} \tag{28.20}$$

unde

$$m_y = m_p + m_t + m_{bc} \tag{28.21}$$

este masa echivalentă a pistonului, compusă din masa acestuia, m_p, masa traversei de reacţie, m_t şi din masa echivalentă a blocului cilindrilor, m_{bc}.

Celelalte forţe se calculează cu relaţiile:

$$F_{p1} = p_1 A_1 \tag{28.22}$$

$$F_{p2} = p_2 A_2 \tag{28.23}$$

$$F_{er} = K_{er} y \tag{28.24}$$

$$F_{fvp} = K_{fvp} \dot{y} \tag{28.25}$$

$$F_{fsp} = K_{fsp} \operatorname{sign} \dot{y} \tag{28.26}$$

$$F_b = p_s K_b - y K_y \tag{28.27}$$

Coeficienții forței de basculare, K_b şi K_y se determină experimental. Se observă că forța corespunzătoare cursei pistonului tinde să mărească capacitatea motorului.

Coeficientul K_b este uzual mult mai mare decât coeficientul K_y. De exemplu, pentru motorul HYDROMATIK A6V, K_b= 2,6 N/bar şi K_y = 1,35 N/mm.

c) Ecuația de continuitate corespunzătoare camerei pasive a cilindrului hidraulic depinde de sensul deplasării sertarului față de poziția neutră.

Dacă $0 \le x \le x_{max}$,

$$Q_d^{+} - \dot{y} A_1 - Q_{l1} = \frac{V_1}{\varepsilon} \cdot \frac{dp_1}{dt} \tag{28.28}$$

Debitul distribuitorului se calculează cu relația

$$Q_d^{+} = 2 c_d A(|x|) \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}} \ge 0 \tag{28.29}$$

Debitul de scurgeri are forma

$$Q_{l1} = K_{l1} p_1 > 0 \tag{28.30}$$

în care

$$K_{l1} \cong 2{,}5 \frac{\pi d_1 j_1^{3}}{12 \eta l_1} \tag{28.31}$$

iar

$$V_1 = V_{10} + A_1 y \tag{28.32}$$

este volumul camerei pasive. Pentru y = 0, $V_1 = V_{10}$ (volumul inițial). Ecuația continuității devine:

$$\dot{p}_1 = \frac{\varepsilon}{V_1}\left(Q_d^{+} - \dot{y}A_1 - Q_{l1}\right) \tag{28.33}$$

În cazul $x_{min} \le x < 0$, ecuația continuității are forma

$$\dot{p}_1 = -\frac{\varepsilon}{V_1}\left(Q_d^{-} + \dot{y}A_1 + Q_{l1}\right) \tag{28.34}$$

în care

$$Q_d^{-} = 2c_d A(|x|)\sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \ge 0 \tag{28.35}$$

Ariile orificiilor variază după legea

$$A(x_r) = \frac{A_0}{\pi}\left[\arccos(1-2x_r) - 2(1-2x_r)\sqrt{x_r - x_r^2}\right] \tag{28.36}$$

unde

$$x_r = \frac{|x|}{d_0} \tag{28.37}$$

este deschiderea relativă a distribuitorului, iar $A_0 = \pi d_0^2/4$ este aria maximă a orificiilor.

Aplicația 28.1. Simularea numerică a comportării în regim dinamic a unui servomotor hidraulic de capacitate variabilă cu reacție de forță

Modelul matematic expus mai sus a fost integrat pe baza rețelei de simulare numerică din figura A.28.1-1. Răspunsul servomecanismului realizat pe baza motorului F616 la un semnal treaptă de curent este foarte slab amortizat (fig. A.28.1-2). Sertarul oscilează timp îndelungat (fig. A.28.1-3), iar presiunea din camera pasivă variază în limite foarte largi (fig. A.28.1-4). În practică, aceste oscilații sunt atenuate prin transformarea semnalelor treaptă de curent în semnale rampă (fig. A.28.1-5). Durata regimului tranzitoriu creşte (fig. A.28.1-6), dar suprareglarea se micşorează. Amplitudinile oscilațiilor sertarului (fig. A.28.1-7) şi ale presiunii în camera pasivă (fig. A.28.1-8) scad semnificativ. Astfel, se explică faptul că orice servocontroler este prevăzut cu un formator de rampă cu pantă variabilă, reglabilă în funcție de aplicație, atât la creşterea, cât şi la scăderea semnalului de comandă. În ansamblu, servomotorul se comportă ca un element de ordinul al doilea, a cărui amortizare poate fi controlată prin diametrul orificiilor de distribuție, prin jocul radial al plunjerului electromagnetului etc.

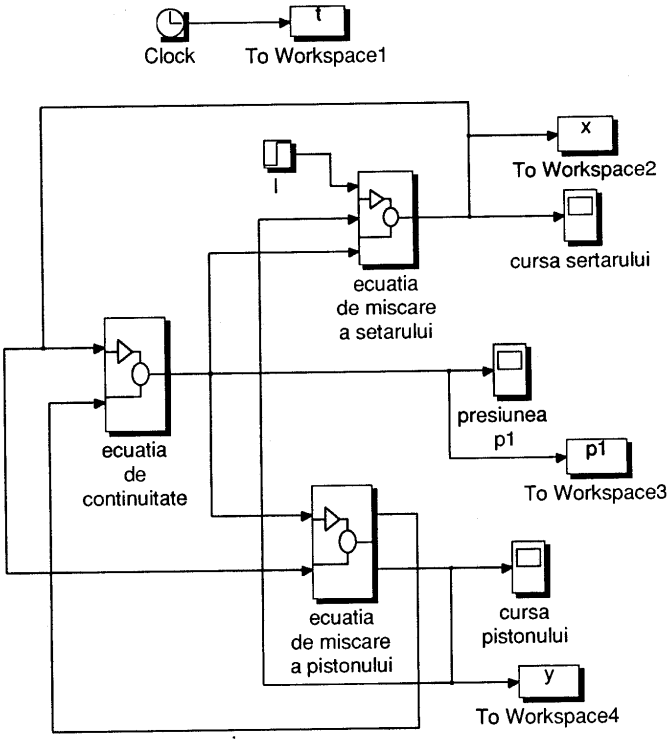


Fig. A.28.1-1. Rețeaua sintetică de simulare numerică a servomotorului.

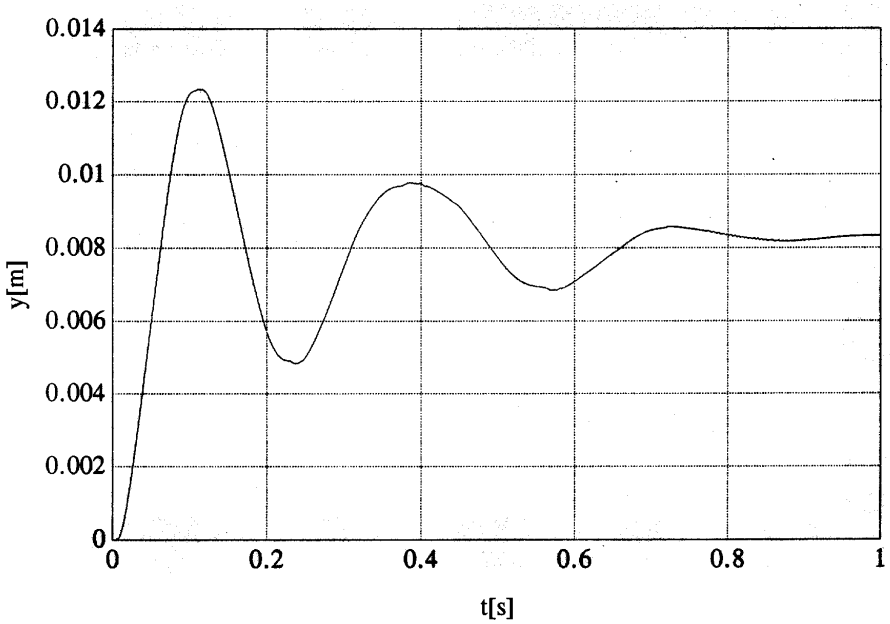


Fig. A.28.1-2. Răspunsul servomecanismului la un semnal treaptă de curent.

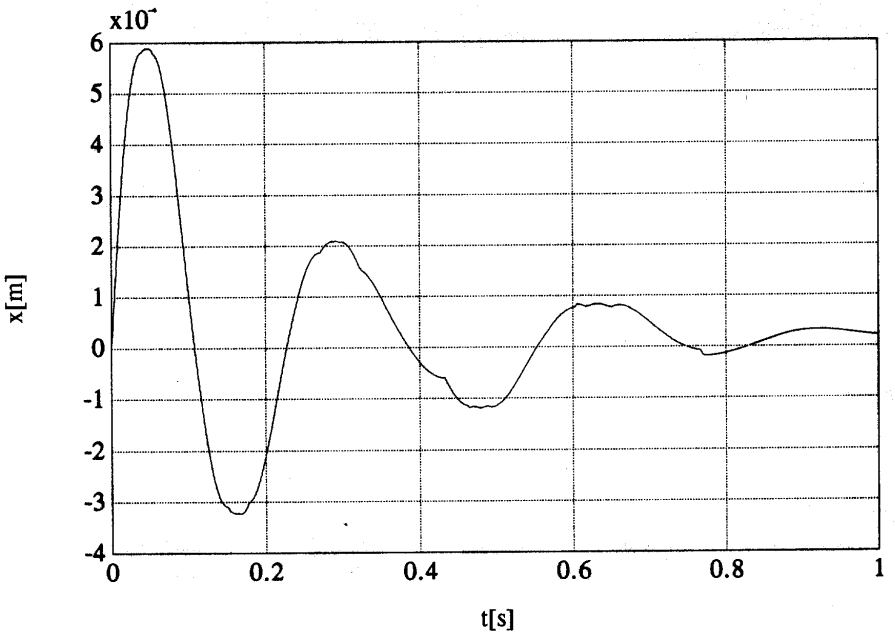


Fig. A.28.1-3. Variația cursei sertarului corespunzătoare unei trepte de curent.

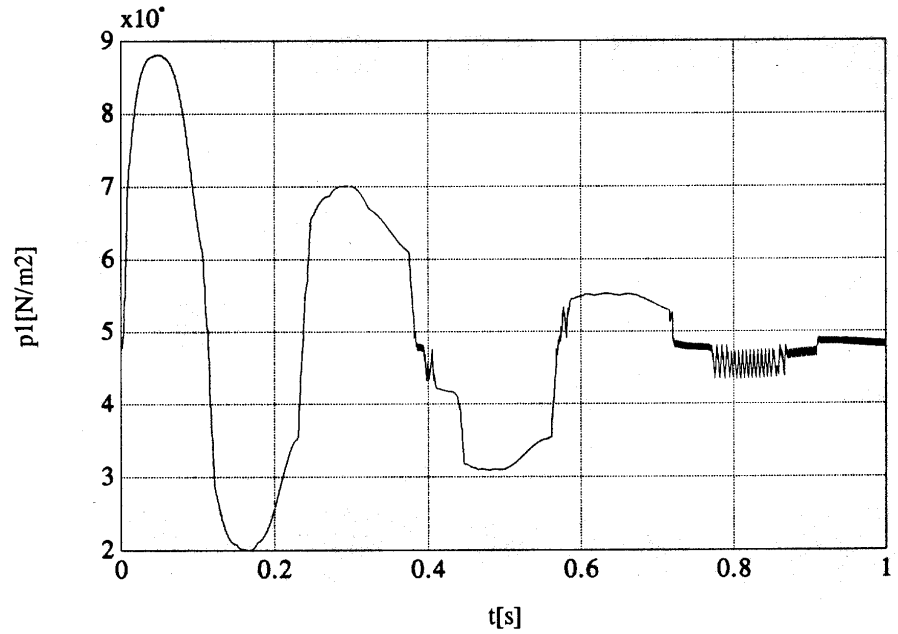


Fig. A.28.1-4. Variația presiunii din camera pasivă a cilindrului hidraulic, corespunzătoare unei trepte de curent.

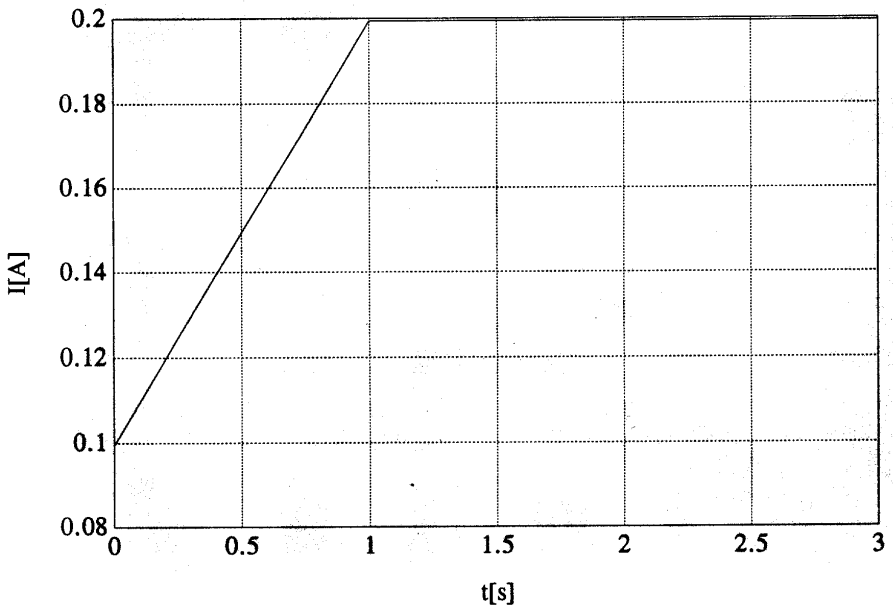


Fig. A.28.1-5. Semnal rampă de curent.

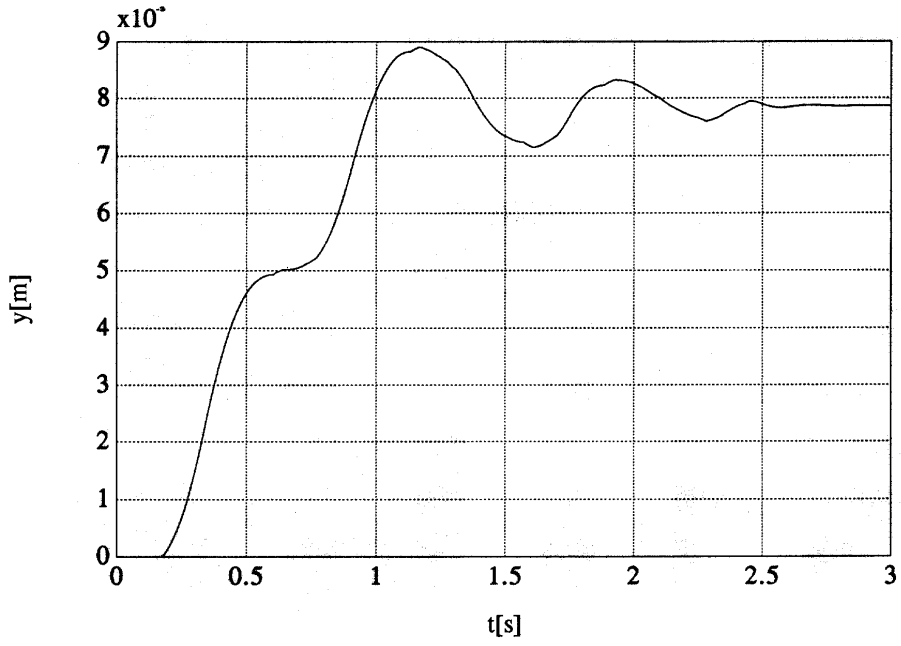


Fig. A.28.1-6. Răspunsul servomecanismului la un semnal rampă.

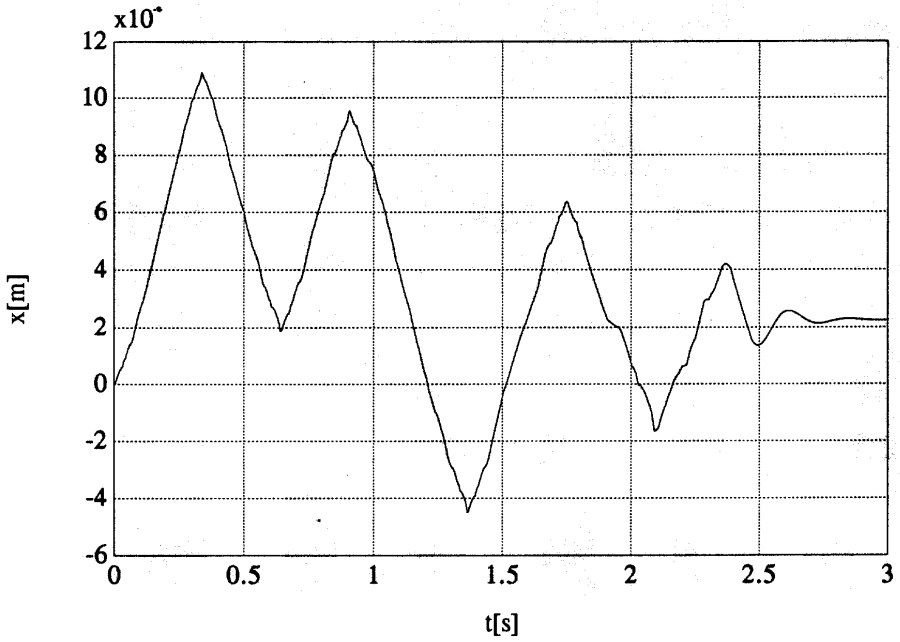


Fig. A.28.1-7. Variația cursei sertarului corespunzătoare unui semnal rampă.

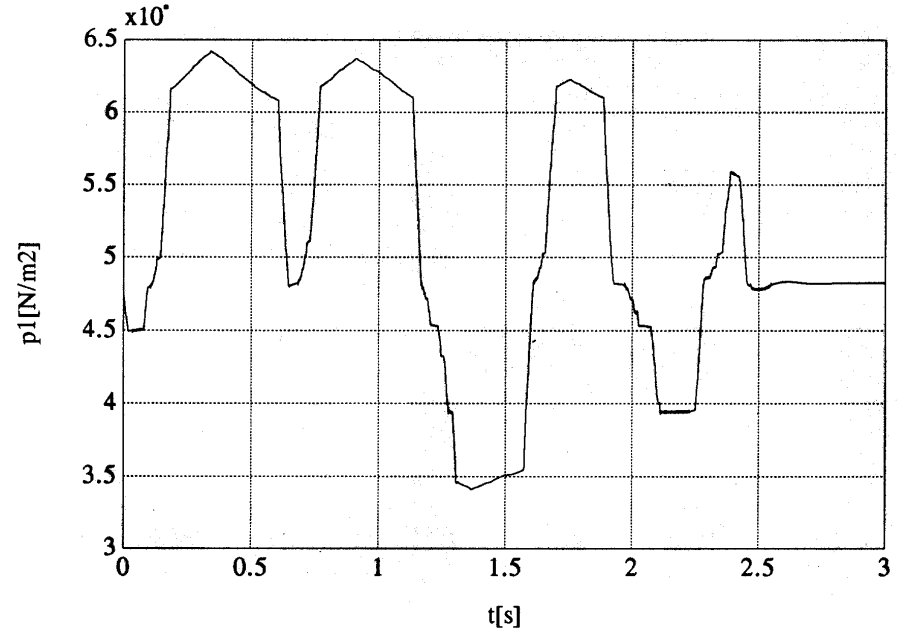


Fig. A.28.1-8. Variația presiunii din camera pasivă a cilindrului hidraulic, corespunzătoare unui semnal rampă.

29

CONCEPȚIA TRANSMISIEI HIDROSTATICE A UNUI UTILAJ MOBIL

29.1. FORMULAREA PROBLEMEI

În acest capitol se parcurg sistematic principalele etape ale concepției unei transmisii hidrostatice a unui utilaj mobil, ca o aplicație de sinteză a întregii lucrări. Principalul obiectiv al aplicației este evidențierea corelațiilor obiective dintre cerințele practice şi opțiunile proiectantului.

29.1.1 Date caracteristice

1. Domeniul de utilizare: transmisia principală a unui utilaj mobil (motocar, motostivuitor, încărcător frontal, automacara, autobetonieră, combină agricolă, etc).

2. Domeniul de reglare a vitezei utilajului în regim staționar: ± (0,125 ... 1,0) v_{max}.

3. Tipul maşinilor volumice disponibile: cu pistoane axiale, cu bloc înclinat.

4. Tipul comenzii transmisiei: electrohidraulică, de la distanță.

5. Tipul motorului de antrenare al pompei: Diesel, echipat cu pompă de injecție rotativă, cu regulator de turație universal.

6. Masa maximă a utilajului: m_u (*se specifică în funcție de tipul şi mărimea utilajului*).

7. Rampa maximă care trebuie să fie urcată de utilaj cu viteza minimă stabilă: $\beta_{max} = 30^0$;

8. Viteza maximă în rampă maximă: v_{max} (β_{max}) = 4,5 km/h.

9. Presiunea nominală a sistemului: p_n = 320 bar.

10. Viteza maximă a utilajului: v_{max} = 30 km/h.

11. Raza dinamică a roților motoare: r_d = 0,3 m.

12. Raportul de transmisie al reductoarelor planetare din jantele roților motoare: i = 6.

13. Turația de moment maxim a motorului Diesel: n_D (M_{Dmax}) = 1800 rot/min.

29.1.2 Obiective caracteristice

Concepția unei transmisii hidrostatice poate fi tratată gradual, de la simpla alegere a unui sistem complet dintr-un catalog de specialitate, pe baza unor date

preliminare, la calculul complet, hidraulic, termic şi organologic al tuturor componentelor, conform următoarei scheme.

Etapa 1. Activităţi preliminare.
1.1. Elaborarea schemei hidraulice a transmisiei.
1.2. Dimensionarea principalelor componente ale transmisiei.
1.3. Alegerea componentelor tipizate din cataloagele disponibile.

Etapa 2. Concepţia pompei principale
2.1. Calculul hidraulic, termic şi organologic al pompei principale.
2.2. Calculul hidraulic, termic şi organologic al dispozitivului de comandă al pompei principale.
2.3. Elaborarea documentaţiei de execuţie a pompei principale.
2.4. Elaborarea documentaţiei de execuţie a dispozitivului de comandă al pompei principale.

Etapa 3. Concepţia blocului de împrospătare şi protecţie.
3.1. Stabilirea soluţiei de principiu pentru componentele hidraulice.
3.2. Stabilirea soluţiei constructive.
3.3. Calculul supapelor de limitare a presiunii.
3.3.1. Modelarea matematică.
3.3.2. Verificarea performanţelor dinamice prin simulare numerică.
3.4. Calculul distribuitorului de împrospătare.
3.5. Calculul supapelor de sens.
3.6. Elaborarea documentaţiei de execuţie a blocului de împrospătare şi protecţie.

Dintre aceste etape, în prezenta lucrare sunt parcurse numai cele necesare ilustrării fazelor caracteristice ale activităţii de concepţie industrială.

29.2. STABILIREA SCHEMEI HIDRAULICE A TRANSMISIEI HIDROSTATICE

1. Utilajul pentru care se proiectează transmisia hidrostatică este mobil, deci se recomandă utilizarea unei scheme de conexiuni a pompei şi motorului (motoarelor hidraulice) în circuit închis. Racordurile maşinilor trebuie să fie conectate pe trasee cât mai scurte, cu tuburi rigide sau flexibile, în funcţie de condiţiile cinematice specifice aplicaţiei.

2. Utilajul fiind utilizat pe distanţe scurte şi cu sarcini mari, se recomandă evitarea diferenţialului mecanic şi utilizarea a două motoare hidraulice, amplasate în jantele roţilor (fig. 29.1). Soluţia cu "patru roţi motoare" este specifică vehiculelor pentru terenuri accidentate.

3. Motoarele hidraulice disponibile fiind rapide (capacităţi mici şi turaţii mari), este necesară intercalarea unor reductoare de turaţie între motoare şi jante.

4. Spaţiul de amplasare al reductoarelor fiind relativ mic, se recomandă utilizarea reductoarelor planetare cu o treaptă, inversate (cu carcasă rotativă). Pentru aceste reductoare, raportul de transmisie uzual este $i = 6$, soluţia constructivă fiind specifică acestui gen de aplicaţii.

5. La puteri mici (45...65 CP) se recomandă utilizarea unei singure pompe în transmisie. La puteri mari se poate considera şi varianta cu pompă dublă (două pompe în aceeaşi carcasă) sau cu două până la patru pompe independente, antrenate de motorul termic printr-o "cutie de distribuţie".

6. Transmisiile hidrostatice cu reglaj primar (pompă reglabilă) funcţionează cu randamente acceptabile în domeniul:

$$v_{stabil} = (0{,}25...1{,}0)v_{max}$$

Prin temă, s-a stabilit ca limită inferioară a domeniului de reglare a vitezei utilajului valoarea 0,125 v_{max} , deci se impune utilizarea reglajului mixt (pompă reglabilă şi motoare reglabile).

7. Maşinile volumice disponibile fiind cu bloc înclinat, este raţională utilizarea unei pompe reglabile bidirecţionale şi a două motoare cu reglare unidirecţională frontală (TRIMOT).

8. Comanda optimă a capacităţii pompei şi motoarelor este secvenţială (fig.29.2).

În cursul demarajului, capacitatea motoarelor este menţinută constantă la valoarea maximă şi se măreşte progresiv capacitatea pompei de la zero la valoarea maximă. Dacă este necesară creşterea ulterioară a vitezei utilajului, se menţine pompa la capacitatea maximă şi se reduce progresiv capacitatea motorului.

În cursul frânării, manevrele sunt efectuate în ordine inversă.

Comanda hidraulică a motorului trebuie să intre în funcţiune numai după realizarea cursei dispozitivului de reglare a capacităţii pompei. Acest algoritm de reglare a transmisiei permite realizarea unor randamente ridicate la viteze mici ale utilajului.

9. Utilizarea circuitului închis implică răcirea uleiului, filtrarea acestuia, protecţia împotriva cavitaţiei şi protecţia împotriva suprapresiunii.

10. Compensarea scurgerilor din circuitul principal necesită o pompă auxiliară independentă de pompa principală.

11. Comanda hidraulică necesită o altă pompă antrenată de motorul Diesel.

12. Ambele pompe auxiliare trebuie protejate împotriva suprapresiunilor.

13. Presiunea de comandă a capacităţii pompei şi motoarelor poate fi realizată cu supape normal-închise, supape normal-deschise sau drosele. Se recomandă soluţia cu supapă normal-deschisă dublă, care permite evitarea utilizării unui distribuitor hidraulic direcţional. Fiecare supapă corespunde unui sens de deplasare a utilajului.

14. Capacitatea motorului se reglează numai pentru mersul înainte. Presiunea de comandă a capacităţii motoarelor cu reglare frontală este aceeaşi ca pentru pompă, dar este activă numai după atingerea capacităţii maxime a pompei.

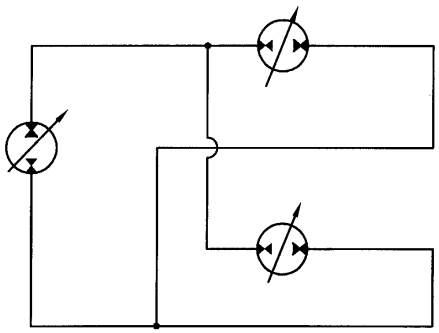


Fig. 29.1. Structura unei transmisii hidrostatice cu reglaj mixt

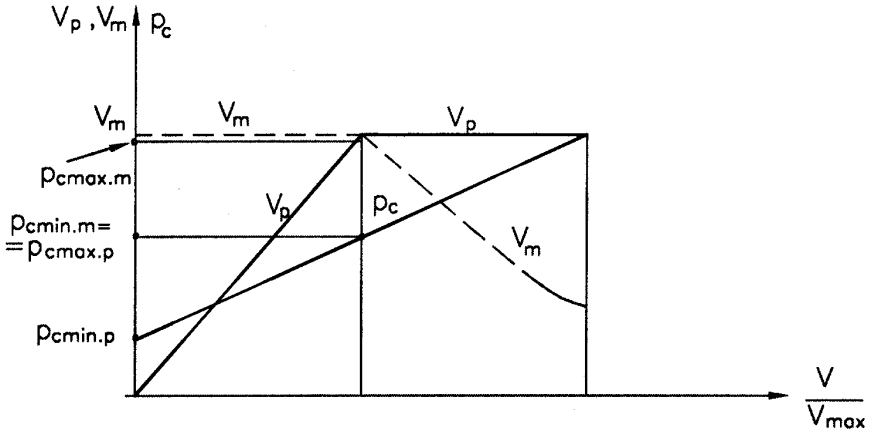


Fig. 29.2. Variația capacităților mașinilor reglabile în funcție de viteza relativă a utilajului.

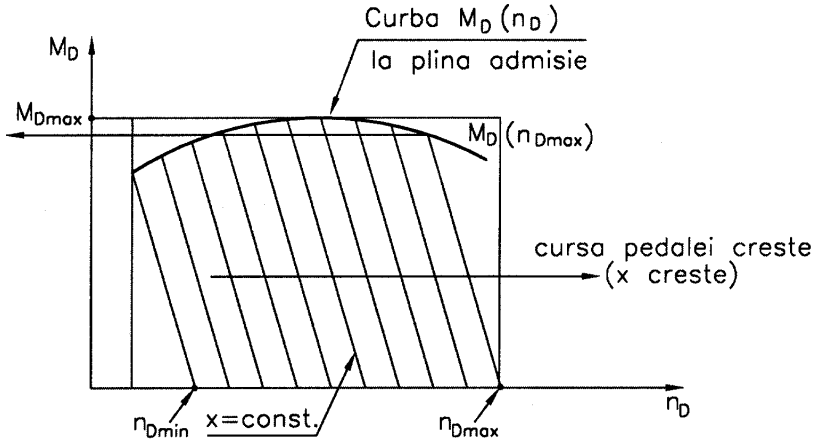


Fig. 29.3. Caracteristica unui motor Diesel echipat cu pompă de injecție cu regulator de turație universal.

15. Motorul Diesel este echipat cu pompă de injecție prevăzută cu regulator de turație universal. Caracteristica moment - turație a acestuia (fig. 29.3) este practic o familie de drepte paralele, cu panta foarte mare. Este posibilă corelarea poziției pârghiei (pedalei) de comandă a vitezei utilajului cu prescrierea turației regulatorului pompei de injecție.

Uzual, turația motorului termic este menținută constantă la valoarea corespunzătoare momentului maxim pentru a realiza demarajul cel mai rapid posibil al vehiculului.

Din aceste condiții rezultă schema hidraulică a transmisiei hidrostatice din figura 29.4, în care s-au utilizat următoarele notații:

PR	- pompa principală a transmisiei (unitate cu pistoane axiale reglabilă);
MD	- motor Diesel;
PD	- pompă dublă;
P1	- secțiune pentru alimentarea sistemului de comandă;
P2	- secțiune pentru alimentarea sistemului de compensare a scurgerilor din circuitul principal;
F1	- filtru de aspirație cu supapă de ocolire;
SLP1	- supapă de limitare a presiunii de alimentare a dispozitivului de comandă;
SLP2	- supapă de limitare a presiunii de compensare a scurgerilor;
SNDD	- supapă normal-deschisă dublă electrohidraulică;
CHDERE	- cilindrul hidraulic cu dublu efect şi revenire elastică al dispozitivului de comandă al pompei principale;
BICP	- bloc de împrospătare, compensare şi protecție împotriva suprapresiunii din circuitul principal;
SS1...SS4	- supape de sens;
SLP3, SLP4	- supape de limitare a presiunii din circuitul principal;
DHCH 3/3	- distribuitor hidraulic comandat hidraulic, cu trei căi şi trei poziții;
SLIP	- supapă de limitare inferioară a presiunii de compensare;
RU	- răcitor de ulei;
MHVRF	- motor hidraulic volumic cu reglare frontală;
RT	- reductor de turație planetar;
CHDED	- cilindru hidraulic cu dublu efect, diferențial.

29.3. DIMENSIONAREA PRINCIPALELOR COMPONENTE ALE TRANSMISIEI

29.3.1. Dimensionarea motoarelor hidraulice

Motoarele hidraulice trebuie să asigure propulsia utilajului în rampă maximă (fig. 29.5).

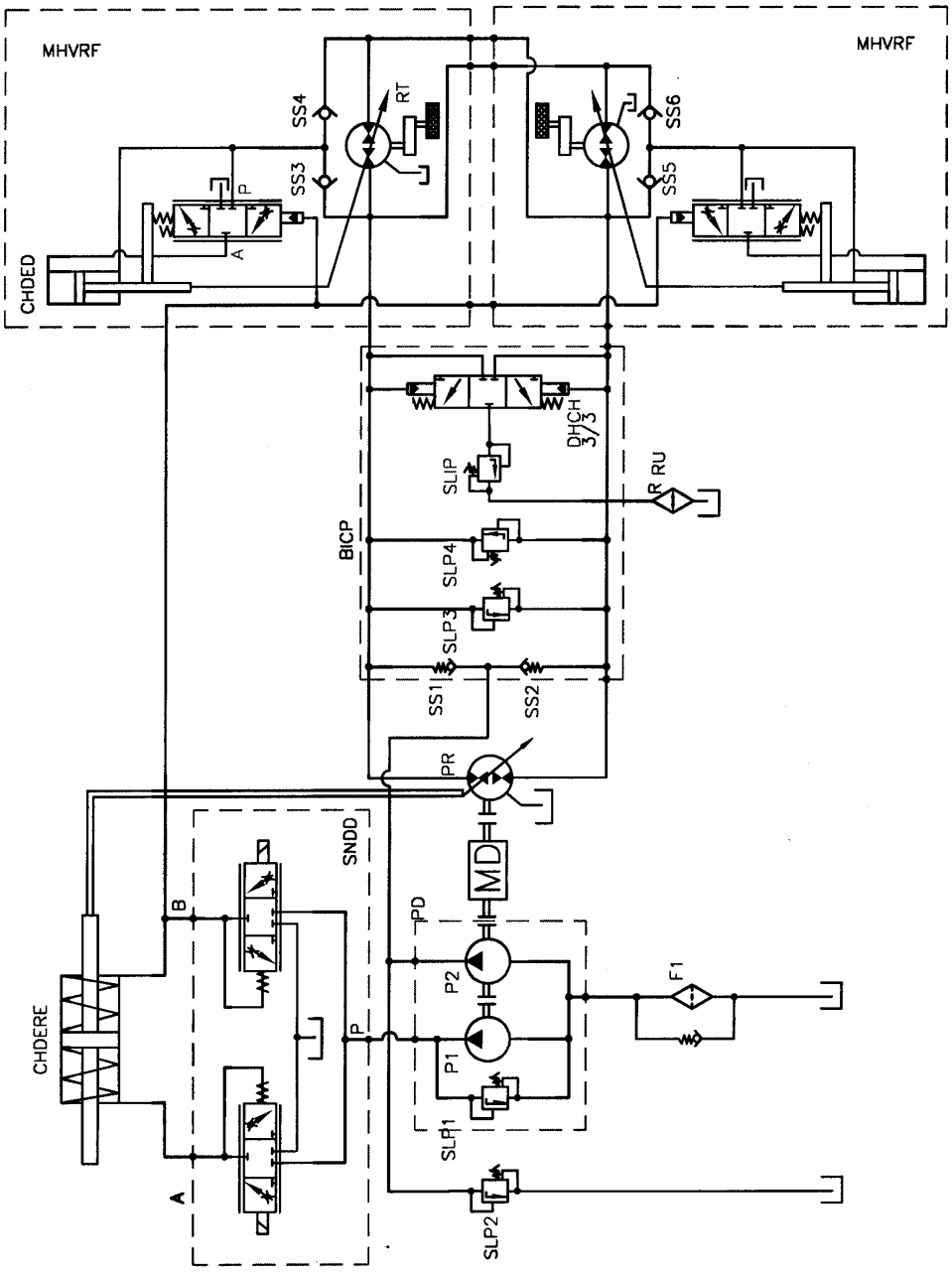


Fig. 29.4. Schema hidraulică a transmisiei.

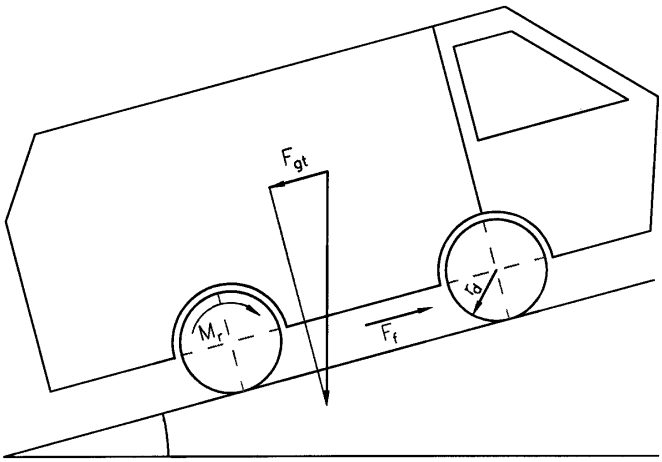


Fig. 29.5. Schemă de calcul a forței de tracțiune.

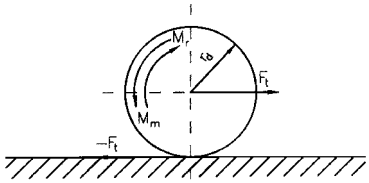


Fig. 29.6. Schemă de calcul a momentului de tracțiune.

În acest caz, forțele caracteristice care intervin în dinamica vehiculului sunt: F_g - forța de greutate; F_t - forța de tracțiune; F_{gt} - componenta tangențială a forței de greutate a utilajului încărcat.

Momentul necesar unei roți este $M_r = F_t\, r_d / 2$ (fig. 29.6).

Neglijând într-o primă aproximație rezistența aerodinamică şi rezistența de rulare, forța de tracțiune necesară în acest caz este:

$$F_{t\max} = F_g \sin\beta_{max} = mg\sin\beta_{max} \tag{29.1}$$

Cele două motoare hidraulice dezvoltă forța de tracțiune:

$$F_{t\max} = 2\frac{M_{m\max} i}{r_d} \tag{29.2}$$

Momentul furnizat de un motor hidraulic este:

$$M_{m\max} = M_{tm\max}\eta_{mm}(P_{max}) \tag{29.3}$$

unde

$$M_{tm\,max} = \frac{V_{m\,max} P_{max}}{2\pi} \tag{29.4}$$

este momentul teoretic maxim dezvoltat de un motor sub căderea de presiune maximă, capacitatea sa fiind maximă, iar $\eta_{mm}(P_{max})$ este randamentul mecanic corespunzător acestui regim de funcționare. Se admite $\eta_{mm}(P_{max}) = 0{,}95$.

Introducând relațiile (29.3) și (29.4) în relația (29.2), se obține:

$$F_{t\,max} = \frac{2iV_{m\,max} P_{max}}{r_d 2\pi} \eta_{mm}(P_{max}) \tag{29.5}$$

Din relațiile (29.1) și (29.5) rezultă:

$$mg\sin\beta_{max} = \frac{iP_{max}}{\pi r_d} \eta_{mm}(P_{max}) V_{m\,max} \tag{29.6}$$

Relația de dimensionare a motoarelor hidraulice (de calcul a capacității maxime necesare) este:

$$V_{m\,max\,necesar} = \frac{\pi r_d mg\sin\beta_{max}}{i\Delta p_{max}\eta_{max}(P_{max})} \tag{29.7}$$

Din ANEXA 1 se aleg motoarele care îndeplinesc condiția de capacitate maximă și cădere de presiune maximă.

Observație. În cataloage sunt indicate trei presiuni caracteristice pentru mașinile volumice:

a) presiunea maximă de funcționare continuă;

b) presiunea nominală;

c) presiunea maximă de funcționare intermitentă.

Presiunea maximă de funcționare continuă corespunde în general randamentului total maxim ($\eta_{t\,max}$) al mașinii și unei durate de funcționare cel puțin egală cu viața celui mai perisabil element din utilaj. Soluția ideală de echipare a unui utilaj corespunde unei durate de viață unică pentru toate componentele importante (motor, transmisie hidraulică, direcție, suspensie, instalație tehnologică).

Pentru ilustrarea calculelor se consideră un motocar uzinal, având masa m_u= 2200 kg.

Cu ajutorul relației (29.7) se calculează capacitatea maximă, V_{max} = 55 cm^3/ rot.

Se alege acoperitor un motor din seria F6, fabricat de Uzina Mecanică Plopeni, codificat conform anexei 1 astfel:

F 6 - 20 - HC

a b c d

Semnificația codurilor este următoarea:

a) F - unitate cu pistoane axiale modernizată cu placă de distribuție sferică, cu bloc înclinat (maşină reversibilă);

b) 6 - maşină de capacitate variabilă cu reglare frontală (fără carcasă basculantă);

c) 20 - diametrul pistoanelor în mm (z = 7 pistoane);

d) HC - comandă hidraulică (servomecanism mecanohidraulic cu reacție de forță comandat în presiune).

Principalele caracteristici ale acestor motoare sunt:

d = 20 mm;

V_{max} = 63 cm^3/rot;

n_{max} = 3000 rot/min.

Unghiul minim de basculare a blocului cilindrilor este reglabil printr-un dispozitiv mecanic, valoarea minimă absolută fiind de cca 7^o. Capacitatea acestor motoare se calculează cu relația:

$$V_m = z\frac{\pi d^2}{4}2R\sin\alpha = K_v \sin\alpha \tag{29.8}$$

în care: *z* este numărul pistoanelor; d - diametrul pistoanelor; R - raza discului de antrenare; α - unghiul de basculare; K_V - constanta capacității.

Raportul capacităților extreme este:

$$C_{max} = \frac{V_{m\,max}}{V_{m\,min}} = \frac{K_v \sin\alpha_{max}}{K_v \sin\alpha_{min}} = \frac{\sin 25^0}{\sin 7^0} = 3{,}51 \tag{29.9}$$

Unghiul minim de basculare este limitat de turația maximă admisibilă. Se admite că motoarele îşi pot reduce capacitatea la 50% din cea maximă. Din această ipoteză rezultă

$$\alpha_{min} = 12{,}2^0$$

şi

$$V_{m\,min} = 63/2 = 31{,}5\ cm^3/rot\ .$$

Această alegere corespunde domeniului de reglare impus prin temă pentru *regimul staționar*:

- capacitatea pompei se reglează între 1/4 şi 1/1 din capacitatea maximă, V_{max}, cu η_{max} acceptabil la capacitatea minimă şi presiunea de refulare maximă;

- capacitatea motoarelor se reglează între 1/1 şi 1/2 din capacitatea maximă, fără a depăşi turația maximă admisă de producător. În ansamblu, rezultă o gamă de reglare cuprinsă între 1/8 şi 1/1 din viteza maximă a utilajului, gamă impusă prin tema de proiectare.

29.3.2. Dimensionarea pompei principale

Determinarea capacității maxime a pompei se face din condiția asigurării vitezei maxime impuse utilajului:

$$v_{max} = r_d \omega_{max} = r_d 2\pi n_{r\,max} = r_d 2\pi n_{m\,max} / i \tag{29.10}$$

În această relație, $n_{r\,max}$ reprezintă turația maximă a roților. Rezultă:

$$n_{m\,max} = \frac{v_{max} i}{2\pi r_d} \tag{29.11}$$

Debitul necesar motoarelor hidraulice în acest regim este:

$$Q'_{m\,max} = 2 n_{m\,max} V_{m\,min} / \eta_{vm}\left(n_{m\,max}\right) \tag{29.12}$$

unde $\eta_{vm}(n_{mmax})$ este randamentul volumic al motoarelor la turația maximă şi capacitatea minimă. Se admite $\eta_{vm}(n_{m\ max}) = 0{,}97$. Pompa furnizează debitul maxim

$$Q_{p\,max} = n_D\left(M_{D\,max}\right) V_{p\,max} \eta_{vp}\left(Q_{p\,max}\right) \tag{29.13}$$

unde $n_D(M_{Dmax})$ este turația de moment maxim a motorului Diesel.

Se admite că motorul termic funcționează permanent la turația de moment maxim, pentru a utiliza integral momentul de demaraj disponibil. Acest reglaj este specific utilajelor mobile intens utilizate (de ex. motostivuitoarele portuare).

Din relațiile (29.12) şi (29.13) se calculează capacitatea maximă necesară a pompei:

$$V_{p\,max} = \frac{2 n_{m\,max} V_{m\,min}}{n_D\left(M_{D\,max}\right) \eta_{vm}\left(n_{m\,max}\right) \eta_{vp}\left(Q_{p\,max}\right)} \tag{29.14}$$

Aceasta este relația de dimensionare a pompei principale a transmisiei.

Uzual, $\eta_{vp}(Q_{p\ max}) = 0{,}97$ la o presiune de cca 100 bar, corespunzătoare în medie capacității maxime a pompei, capacității minime a motoarelor şi rulării la viteză maximă pe drum orizontal.

În cazul concret considerat, utilizând relația (29.11) se calculează mai întâi turația maximă a celor două motoare hidraulice:

$$n_{m\,max} = 4591\ \text{rot/min} = 26{,}515\ \text{rot/s}$$

Se calculează apoi capacitatea maximă a pompei principale a transmisiei cu relația (29.14), rezultând valoarea:

$$V_{p\,max} = 59{,}18 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^3/\text{rot} = 59{,}18\ \text{cm}^3/\text{rot}$$

Se admite acoperitor $V_{p\ max}$ = 63 cm^3/rot. Ținând seama de structura transmisiei, se alege capacitatea maximă a pompei principale egală cu cea a motoarelor.

Viteza maximă pe care o poate realiza utilajul se poate calcula cu relația:

$$\frac{v_{max\ impus}}{v_{max\ efectiv}} = \frac{V_{p\ calculat}}{V_{p\ ales}} \tag{29.15}$$

Rezultă:

$$v_{max\ efectiv} = 31{,}93\ km/h$$

În ANEXA 2 sunt prezentate caracteristicile unităților cu pistoane axiale din seria F2 produse de Uzina Mecanică Plopeni, codificate astfel:

F 2 20 - K 2
a b c d e

Semnificația acestor coduri este următoarea:

a) F - unitate cu pistoane axiale modernizată cu placă de distribuție sferică, cu bloc înclinat (maşină reversibilă);

b) 2 - unitate reglabilă cu carcasă basculantă;

c) 20 - diametrul pistoanelor, în mm (z = 7 pistoane);

d) K - unitate capsulată (cu carcasă proprie);

e) 2 - unitate pentru circuit închis.

29.4. JUSTIFICAREA SOLUȚIILOR DE PRINCIPIU ŞI CONSTRUCTIVE ADOPTATE

29.4.1. Justificarea soluțiilor de principiu şi constructive adoptate pentru pompa principală

1. În cadrul unui proiect de pompă cu pistoane axiale cu bloc înclinat (fig.29.7), prima problemă care trebuie soluționată este de natură cinematică şi se referă la modul de antrenare a blocului cilindrilor de către arbore. În prezent sunt larg răspândite trei soluții de antrenare:

a) prin arbore cardanic;

b) prin contactul lateral dintre pistoane şi biele;

c) printr-un angrenaj conic.

a) Prima soluție este specifică transmisiilor de înaltă fiabilitate, deoarece utilizarea arborelui cardanic exclude posibilitatea ruperii bielelor prin oboseală la încovoiere, specifică soluției b). Arborele cardanic este solicitat de un cuplu mic, în care predomină componenta inerțială ce se manifestă în cursul regimurilor tranzitorii. Cu toate acestea, el complică esențial construcția, mărind gabaritul radial al întregii maşini.

Menţinerea contactului dintre blocul cilindrilor şi placa de distribuţie impune utilizarea unui resort amplasat la exteriorul capacului racordurilor. Contactul dintre resort şi blocul cilindrilor necesită un rulment suplimentar axial.

Arborele cardanic trebuie să fie poziţionat axial printr-un resort care se sprijină pe blocul cilindrilor şi pe una din extremităţile sale. În partea opusă, arborele cardanic se sprijină pe blocul cilindrilor printr-o articulaţie sferică.

Această soluţie prezintă şi avantajul reglării din exterior a presiunii de contact dintre blocul cilindrilor şi placa de distribuţie, permiţând un control sever al scurgerilor. De asemenea, cuplul piston - bielă devine mult mai uşor, permiţând mărirea turaţiei. Datorită acestor avantaje, antrenarea blocului cilindrilor prin arbore cardanic tinde să se extindă de la domeniul aeronautic la domeniul aplicaţiilor mobile industriale, îndeosebi în varianta reversibilă utilizată ca motor pentru sarcini inerţiale mari. Dezavantajul esenţial al acestei soluţii îl reprezintă costul ridicat.

b) Cea de-a doua soluţie oferă cel mai mic gabarit radial la o capacitate dată. Prin utilizarea distribuitorului sferic se elimină necesitatea ghidării blocului cilindrilor printr-un arbore sprijinit pe discul de antrenare al pistoanelor şi pe placa de distribuţie. Rămâne însă obligatorie utilizarea unui arbore cilindro - sferic al cărui rol este de a presa blocul cilindrilor pe placa de distribuţie, împotriva forţei portante din lagărul complex format de cele două piese.

Principala precauţie care trebuie luată în utilizarea unei astfel de maşini ca pompă este prescrierea unui cuplaj cât mai elastic pentru antrenarea de către maşina de forţă. În prezent se utilizează în acest scop cuplaje din familia "Periflex", al căror element elastic este încă în curs de ameliorare sub aspectul rigidităţii torsionale.

c) A treia soluţie necesită o mare precizie de execuţie şi montare a angrenajului conic. Reglarea jocului din angrenaj necesită o carcasă divizată, formată din două semicarcase. Între acestea se prevede un distanţier a cărui lăţime se stabileşte la montaj.

Soluţia este adecvată îndeosebi maşinilor reversibile utilizate ca motoare pentru sarcini inerţiale deosebit de mari. Fiind compactă, este de asemenea utilizată în transmisii al căror gabarit este important. Un exemplu tipic de aplicare îl constituie antrenarea pompelor submersibile portabile pentru epuismente.

Se adoptă pentru pompa principală a transmisiei varianta b), cu precauţii de montare şi utilizare (se recomandă evitarea şocurilor care au loc în cursul regimurilor tranzitorii rapide).

2. Prima opţiune discutată trebuie completată cu alte observaţii de natură cinematică şi hidraulică.

Pentru a evita un consum permanent de energie prin utilizarea unui distribuitor direcţional între pompă şi motoare se adoptă soluţia de pompă reglabilă *în ambele sensuri* ($\alpha = -25^o ... 0 ... +25^o$). Astfel, se exclude pentru pompă soluţia cu reglare frontală, al cărei gabarit este mult mai mic.

Pompele cu reglare frontală reduc mult greutatea grupurilor de pompare, dar fiind unidirecţionale, în cazul transmisiilor care necesită inversarea sensului motoarelor hidraulice trebuie însoţite de distribuitoare direcţionale.

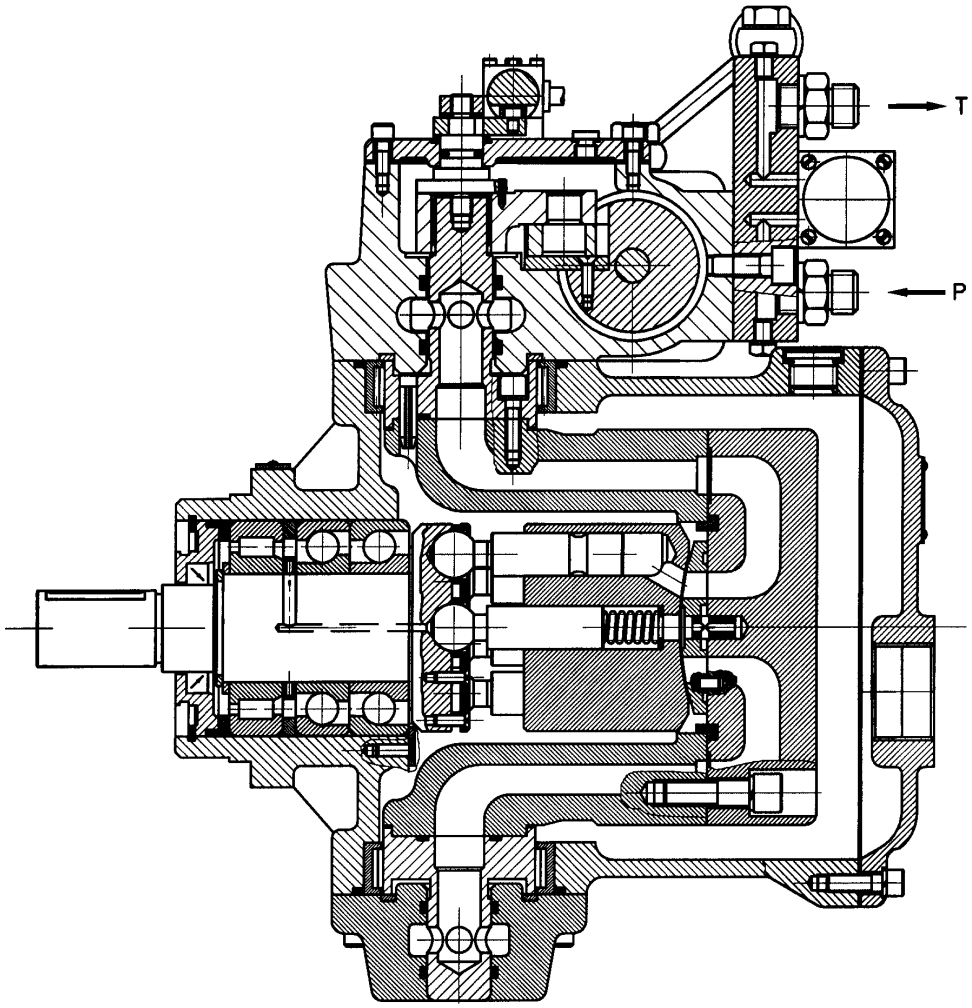


Fig. 29.7. Secțiune caracteristică prin pompa principală.

Se adoptă deci soluția tipică de pompă direcțională care este caracterizată prin amplasarea blocului cilindrilor într-o carcasă basculantă formată din următoarele componente:

- carcasă cilindrică prevazută cu racorduri în formă de L;
- capac de distribuție prevăzut cu racorduri în formă de U;
- cepuri de basculare (arbori) coaxiali care conțin la interior canale de distribuție.

Un cep de basculare, de obicei cel superior, este prevăzut cu caneluri pentru acționarea carcasei basculante de către dispozitivul de reglare.

3. Carcasa basculantă trebuie ghidată şi susținută. Este posibilă utilizarea a doi rulmenți radial - axiali cu role conice care permit şi reglarea poziției axiale a

carcasei, astfel încât centrul articulației sferice dintre discul de antrenare şi arborele de ghidare al blocului cilindrilor să fie situat la intersecția axei blocului cilindrilor cu axa arborelui. Această soluție complică structura racordului rotitor (orientabil) format între cepul de basculare şi carcasa fixă a maşinii.

În consecință, se adoptă soluția ghidării cu rulmenți radiali pentru care cepurile de basculare constituie şi inele interioare, susținând în acelaşi timp carcasa basculantă cu un lagăr elementar format între cepul de basculare inferior şi capacul racordului corespunzător; piesa de uzură este un inel distanțier dur, plan şi neted. Grosimea acestuia este opțională, permițând îndeplinirea condiției cinematice fundamentale pentru maşinile reglabile.

4. Utilizarea unui racord orientabil format între cepurile de basculare şi capacele carcasei necesită patru etanşări dinamice greu solicitate, deoarece pulsațiile presiunii se asociază cu mişcarea carcasei basculante. Uzual, aceste etanşări sunt compuse, în sensul că ele conțin un inel de secțiune circulară sau pătrată şi inele laterale antiextruziune.

5. Pentru a obține un gabarit minim al lagărelor se adoptă soluția cu trei rulmenți: 2 rulmenți radial - axiali cu bile în tandem şi un rulment radial cu role cilindrice.

6. Utilizarea unei etanşări mecanice scumpe între arbore şi carcasă poate fi evitată dacă racordurile de drenare ale celor trei maşini din transmisie sunt conectate direct la rezervor (nu trec prin schimbătorul de căldură şi prin filtrul de retur). În acest caz, se poate utiliza o manşetă de rotație simplă sau dublă.

7. Ținând seama de posibilitatea realizării sub forma unei singure piese a corpului racordului superior şi a corpului dispozitivului de reglare, se adoptă pentru cilindrul hidraulic al acestuia soluția simetrică (2 cilindri hidraulici cu simplu efect realizați între două capace şi un piston de tip plunjer).

În interiorul cilindrului se amplasează două seturi de câte două resoarte precomprimate. Comprimarea suplimentară a acestora în cursul reglajului este asigurată de o tijă centrală a cărei poziție axială este ajustabilă din exterior.

Utilizarea acestei soluții permite readucerea carcasei basculante în poziția neutră cu precizie foarte mare şi într-un timp reglabil cu ajutorul precomprimării resoartelor. În acelaşi timp, caracteristica de comandă este afectată, în sensul că reglarea capacității nu începe decât la o presiune de ordinul a câtorva bari.

În ansamblu, rezultă o caracteristică de reglare liniară cu prag (cuprins uzual între 5 şi 10 bar pe sens), compatibilă cu presiunea minimă furnizată de supapele normal-deschise comandate mecanic sau prin electromagneți proporționali.

29.4.2. Justificarea soluției de principiu şi constructive adoptate pentru motoarele hidraulice

Datorită posibilității schimbării sensului de rotație al arborilor motoarelor prin schimbarea sensului circulației lichidului în pompă, se pot utiliza motoare cu reglare frontală prevăzute cu un dispozitiv de comandă hidraulică, a cărui presiune

de comandă este identică cu presiunea de comandă a capacităţii pompei pentru mersul înainte al utilajului.

Subansamblul de antrenare al motorului diferă de subansamblul de antrenare al pompei deoarece este necesară ghidarea blocului cilindrilor în cursul reglajului prin intermediul plăcii de distribuţie.

Resortul de menţinere a contactului dintre blocul cilindrilor şi placa de distribuţie este amplasat între un guler al arborelui de ghidare şi blocul cilindrilor.

Blocul cilindrilor şi arborele de ghidare se rotesc sincron, fiind solidarizate printr-un ştift sau o pană de mici dimensiuni.

Capacitatea motoarelor cu bloc înclinat poate fi constantă sau variabilă, intervalul uzual de reglare fiind cuprins între 1:1 şi 1:4. La variantele reglabile, blocul cilindrilor este amplasat într-o carcasă basculantă sau este ghidat de un arbore sprijinit pe flanşa de antrenare a pistoanelor şi ghidat de placa de distribuţie; aceasta se deplasează pe o suprafaţă cilindrică sub acţiunea unui dispozitiv de reglare mecanic, hidraulic, electrohidraulic sau combinat.

Unghiul de basculare variază între 7^0 şi 25^0, astfel că $V_{max} / V_{min} = 3,47$.

Un dispozitiv de comandă hidraulică este de fapt un servomecanism cu reacţie de forţă, înglobând următoarele componente:

- un cilindru hidraulic cu dublu efect diferenţial, format din două pistoane cu arii inegale şi doi cilindri practicaţi în corpul comenzii;
- un selector de cale, format dintr-un sertar cilindric comandat prin diferenţa de presiune dintre racorduri;
- un distribuitor de reglare cu trei căi, comandat hidraulic;
- un resort de prescriere a presiunii de începere a reducerii capacităţii;
- un resort de reacţie elastică;
- o pârghie de reacţie, solidară cu tija cilindrului hidraulic, acţionând sertarul distribuitorului prin cele două resoarte.

Funcţionarea dispozitivului de comandă este următoarea.

Camera de arie mică a cilindrului hidraulic şi racordul P al distribuitorului sunt conectate la racordul de admisie al motorului printr-una din supapele de sens.

Racordul T al distribuitorului este conectat la drenajul motorului, iar racordul A - la camera de arie mare a cilindrului hidraulic.

Dacă presiunea de comandă este inferioară valorii corespunzătoare precomprimării resoartelor şi ariei pistonului de comandă, sertarul distribuitorului asigură drenarea camerei de arie mare a cilindrului hidraulic, capacitatea motorului fiind maximă, deci pentru un debit dat turaţia motorului este minimă.

La creşterea presiunii de comandă sertarul învinge forţa resoartelor şi conectează camera de arie mare a cilindrului la racordul de admisie al motorului. Datorită diferenţei de arii, tija pistonului se deplasează în sensul comprimării resoartelor, micşorând unghiul dintre axa arborelui şi axa blocului cilindrilor; capacitatea motorului scade, deci la debit constant turaţia sa creşte. Deplasarea tijei încetează când forţa de comandă pe sertar este echilibrată de forţa de reacţie (elastică). Rezultă o caracteristică presiune de comandă - capacitate practic liniară, cu panta negativă.

Dacă presiunea de comandă variază între $p_{c\ min}$ şi $p_{c\ max}$, capacitatea motorului variază de la V_{max} la V_{min}.

29.4.3. Justificarea soluției de principiu şi constructive adoptate pentru dispozitivul de reglare al capacității pompei principale

Reglarea primară a turației motoarelor hidraulice se face conform temei cu un sistem electrohidraulic format în esență din:

- o pompă auxiliară de capacitate mică, prevăzută cu o supapă de *reglare* a presiunii;
- o supapă electrohidraulică dublă normal-deschisă, comandată prin potențiometre (inductive) acționate de pedale;
- un cilindru hidraulic cu dublu efect şi revenire elastică, amplasat pe carcasa pompei în scopul reglării unghiului de basculare.

Frecările din sistemul de reglare, variația forței de basculare în funcție de presiunea de refulare a pompei principale şi alți factori perturbatori afectează liniaritatea caracteristicii de comandă a transmisiei, care constituie relația dintre poziția uneia dintre pedalele de comandă şi viteza motoarelor hidraulice (capacitatea pompei). Neliniaritatea caracteristicii de comandă nu este esențială la capacități medii şi mari. Cea mai importantă problemă a caracteristicii de comandă este anularea capacității pompei la scăderea semnalului de comandă sub o anumită valoare. Teoretic, revenirea elastică cu două resoarte amplasate de o parte şi de alta a pistonului cilindrului hidraulic asigură o caracteristică liniară. Forța de centrare elastică este de forma:

$$F_{el} = 2K_{el}y$$

în care K_{el} este rigiditatea resoartelor iar y este cursa pistonului cilindrului hidraulic. În jurul nulului, frecările devin comparabile cu forța de centrare elastică, făcând practic imposibil controlul anulării capacității pompei.

Soluția modernă a acestei probleme este legată de tipul sistemului de comandă apreciat din punct de vedere informațional:

a) dacă se utilizează un sistem cu reacție de poziție, centrarea se realizează cu un singur resort precomprimat ("casetat") care acționează asupra sertarului distribuitorului;

b) dacă nu se utilizează o legătură de reacție, forța de readucere se obține cu două sau patru resoarte amplasate în piston, astfel încât acestea să fie comprimate suplimentar indiferent de sensul de mişcare al pistonului.

Se adoptă soluția firmei Hydromatik, caracterizată prin utilizarea unei tije centrale prevăzută cu umeri multipli prin care se acționează resoartele în ambele sensuri de mişcare ale pistonului (fig. 29.8). În zona centrală, pistonul este prevăzut cu o degajare perpendiculară pe axa sa prin care acționează pârghia de basculare a carcasei blocului cilindrilor.

Cilindrul hidraulic se flanşează pe carcasa pompei, încluzând corpul racordurilor.

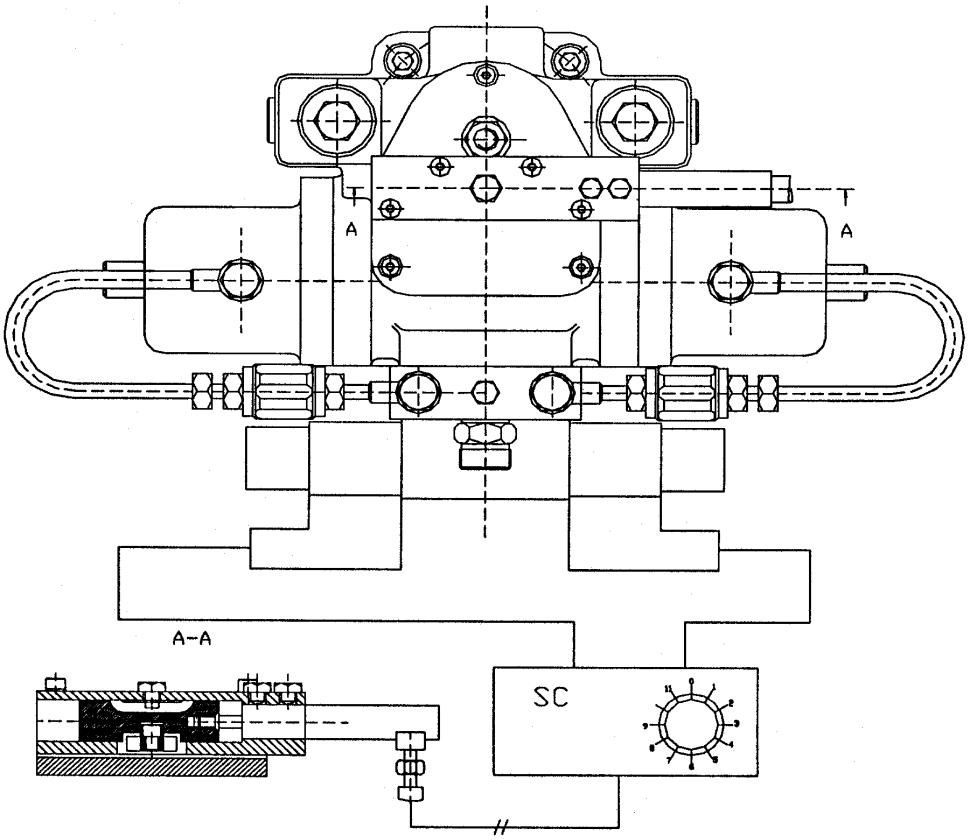


Fig. 29.8. Dispozitiv de comandă electrohidraulică pentru pompa F220 K2

Aplicația 29.1 Concepția pompei principale a unei transmisiei hidrostatice

1. Etapele concepției pompei principale

În concepția pompei principale se parcurg următoarele etape:

a) calculul subansamblului rotativ, care include:

- calculul diametrului discului de antrenare a pistoanelor;
- calculul diametrului blocului cilindrilor;
- calculul coeficientului de neuniformitate a debitului şi a frecvenței impulsurilor de debit;
- calculul unghiului de oscilație a bielelor în pistoane.

b) calculul sistemului de distribuție, care cuprinde:

- stabilirea soluției de principiu;
- calculul unghiurilor de acoperire a distribuției;
- calculul dimensiunilor fantelor şi ferestrelor de distribuție;

c) calculul de rezistenţă al arborelui;
d) calculul lagărelor;
e) calculul dispozitivului de reglare a capacităţii.

2. Calculul subansamblului rotitor

În paragraful 29.3 au fost dimensionate principalele componente ale transmisiei. Conform condiţiilor impuse prin tema de proiectare, pompa principală are următoarele caracteristici:

- capacitatea maximă: $V_{p\,max}$;
- numărul de pistoane: z = 7;
- diametrul pistoanelor: d;
- unghiul maxim dintre axa blocului cilindrilor şi axa arborelui de antrenare: $\alpha_{max} = 25^o$.

Valorile capacităţii maxime şi diametrului pistoanelor rezultă din calculul de dimensionare prezentat în paragrafului 29.3, fiind specifice mărimii componentelor alese pentru transmisie.

Numărul de pistoane (z = 7) este specific maşinilor fără arbore cardanic deoarece oferă, pe de o parte, un grad maxim de utilizare al volumului blocului cilindrilor cu cilindri şi, pe de altă parte, o pulsaţie acceptabilă a debitului.

Valoarea $\alpha_{max} = 25^o$ este specifică maşinilor hidraulice volumice cu pistoane axiale şi bloc înclinat, la care pistoanele sunt sertizate cu bielele.

2.1. Calculul diametrului discului de antrenare (diametrul de dispunere a sferelor mari ale bielelor)

Din expresia capacităţii maxime a pompei,

$$V_{p\,max} = z\frac{\pi d^2}{4} 2R \sin\alpha_{max} \qquad (29.1.1)$$

se obţine raza de dispunere a sferelor mari ale bielelor, R:

$$R = \frac{2V_{p\,max}}{z\pi d^2 \sin\alpha_{max}} \qquad (29.1.2)$$

Diametrul discului de antrenare este $D_{DA} = 2R$.

2.2. Calculul diametrului blocului cilindrilor (diametrul de dispunere a sferelor mici ale bielelor)

Înclinarea axei blocului cilindrilor faţă de axa arborelui determină oscilaţii ale bielelor în jurul axelor cilindrilor. Diametrul bielelor este maxim dacă axele acestora descriu conuri practic circulare în jurul axelor cilindrilor. Condiţia de optim, respectiv condiţia de oscilaţie simetrică a bielelor în pistoane, este:

$$\left(\frac{r}{R}\right)_{opt} = \frac{1+\cos\alpha_{max}}{2} \tag{29.1.3}$$

Din această relație se calculează raza r şi diametrul blocului cilindrilor, $D_c = 2r$, pentru $\alpha_{max} = 25^o$.

2.3. Calculul unghiului de oscilație al bielelor în pistoane

Acest unghi se calculează cu relația

$$\delta'_{max} = \text{arctg}\left[\frac{R}{2l_b}(1-\cos\alpha_{max})\right] \tag{29.1.4}$$

Din ANEXA 3 se obține valoarea raportului R/l_b corespunzătoare capacității unității cu pistoane axiale aleasă ca pompă principală a transmisiei.

Din expresia unghiului δ'_{max} se calculează lungimea bielei. Acelaşi unghi intervine în geometria bielei. Erorile de calcul sau de execuție ale acestui unghi conduc la ruperea prematură a bielelor datorită înlocuirii contactului liniar dintre biele şi pistoane cu un contact punctiform.

2.4. Calculul coeficientului de neuniformitate a debitului

Pentru un număr impar de pistoane, coeficientul de neuniformitate a debitului se calculează cu relația:

$$\delta_{Qimpar} = \frac{\pi}{2z}\text{tg}\frac{\pi}{4z} = \delta_Q^i \tag{29.1.5}$$

2.5. Calculul frecvenței impulsurilor de debit

Pentru un număr impar de pistoane, frecvența impulsurilor de debit se determină cu relația:

$$f_p = 2n_p z \tag{29.1.6}$$

2.6. *Exemplu de calcul pentru pompa F 220 K2*

Din tema de proiectare se cunosc următorii parametri:

- capacitatea maximă a pompei: $V_{p\,max} = 63$ cm^3/rot;
- numărul de pistoane: $z = 7$;
- diametrul pistoanelor: $d = 20$ mm;
- unghiul maxim de înclinare al blocului cilindrilor față de axa arborelui de antrenare: $\alpha_{max} = 25^o$.

Înlocuind aceste valori în expresia razei de dispunere a sferelor mari ale bielelor, rezultă:

$$R = \frac{2 \cdot 63}{7 \cdot \pi \cdot 20^0 \cdot \sin 25^0} = 34{,}0\text{mm}$$

deci

$$D_{DA} = 2R = 2 \cdot 34 = 68\,\text{mm}\,.$$

Din condiția de optim,

$$\left(\frac{r}{R}\right)_{opt} = \frac{1+\cos\alpha_{max}}{2} = \frac{1+\cos 25^0}{2} = 0{,}953$$

rezultă

$$r = 34 \cdot 0{,}953 = 32{,}4\,\text{mm}$$

şi

$$D_c = 2r = 2 \cdot 32{,}4 = 64{,}8\,\text{mm}$$

Conform Anexei 3, valoarea optimă a raportului R/l_b este:

$$R/l_b = 0{,}550$$

Rezultă

$$\delta'_{max} \cong 1{,}5^0$$

Dacă se admite $\delta'_{max} \cong 1{,}5^0$ se obține

$$l_b = \frac{R(1-\cos\alpha_{max})}{2\,tg\delta'_{max}} = \frac{34(1-\cos 25^0)}{2 \cdot tg1{,}5^0} = 60{,}82 \quad \text{mm}$$

Valoarea coeficientului de neuniformitate a debitului este:

$$\delta_Q^i = \frac{\pi}{2z}\,tg\frac{\pi}{4z} = \frac{\pi}{14}\,tg\frac{\pi}{28} = 0{,}025$$

Frecvența impulsurilor de debit este:

$$f_p = 2n_p z = 420\,\text{Hz}$$

deoarece

$$n_p = 1800\ \text{rot}/\text{min}$$

$$z = 7$$

3. Calculul sistemului de distribuție

3.1. Stabilirea soluției de principiu pentru sistemul de distribuție

Componentele sistemului de distribuție sunt blocul cilindrilor şi placa de distribuție. Rotirea blocului cilindrilor în fața distribuitorului frontal permite conectarea alternativă a cilindrilor la racordurile de aspirație şi refulare prin fante practicate în cilindri şi ferestrele realizate în placa de distribuție.

Fantele şi ferestrele de distribuție se obțin cu freze cilindro - frontale; forma lor uzuală este de segment de coroană circulară, având capetele rotunjite. Placa de distribuție trebuie să asigure închiderea ermetică a cilindrilor în vecinătatea punctelor moarte ale pistoanelor, pentru a nu permite trecerea lichidului din fereastra de refulare în cea de aspirație.

La pompele clasice placa de distribuție este plană; la variantele moderne se utilizează din ce în ce mai frecvent placa de distribuție sferică.

Maşina fiind calculată ca pompă şi având un singur sens de rotație al arborelui, este posibilă utilizarea unei distribuții asimetrice, cu acoperire pozitivă la începutul refulării şi la începutul aspirației, celelalte două acoperiri (la sfârşitul aspirației şi la sfârşitul refulării) fiind nule. Astfel se asigură o reducere semnificativă a zgomotului şi se evită cavitația corespunzătoare unei acoperiri pozitive la sfârşitul aspirației. Acoperirile menționate, simetrice în raport cu axa de rotație sunt echivalente cu rotirea parțială a plăcii de distribuție în sensul rotației blocului cilindrilor, care se practică la cele mai evoluate maşini cu pistoane axiale. Principalele caracteristici geometrice ale plăcii de distribuție sferice a unei pompe cu pistoane axiale sunt prezentate în fig. A.29.1-1.

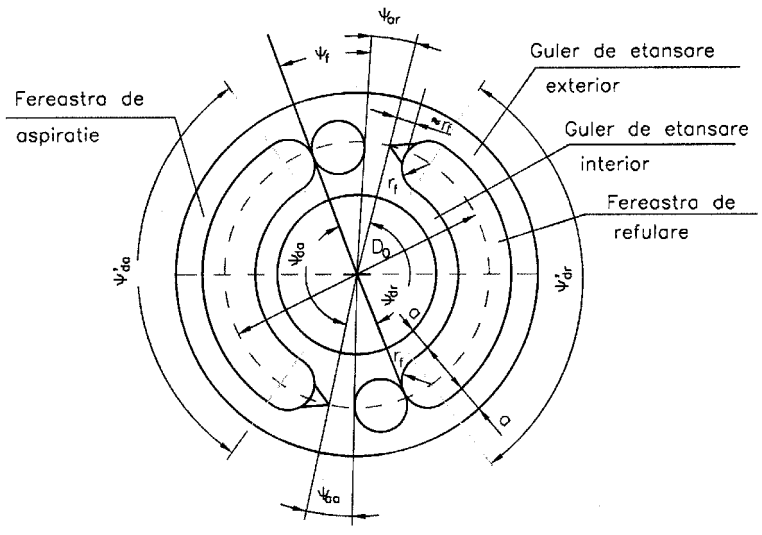


Fig. A.29.1-1 Geometria plăcii de distribuție

Datorită opțiunii pentru antrenarea blocului cilindrilor prin contactul lateral dintre biele şi pistoane, nu mai este necesar ca în zona centrală a blocului

cilindrilor să se amplaseze un arbore de ghidare complet (cu 2 articulații) ci numai un cep de ghidare şi de presare a blocului cilindrilor pe placa de distribuție pentru a realiza etanşeitatea de start a refulării.

Cilindrii pot fi dispuşi concentrat în jurul cepului şi distribuția poate fi sferică, astfel că diametrul mediu al ferestrelor poate fi mai mic decât diametrul blocului cilindrilor.

Fantele de distribuție sunt circulare şi practic perpendiculare pe suprafața sferică a plăcii de distribuție. Reducerea diametrului de distribuție permite în principiu realizarea unui produs presiune - viteză mai mare (viteza relativă se măsoară pe cercul de diametru D_0).

Forma şi dimensiunile fantelor de distribuție trebuie să asigure curgerea lichidului prin secțiunile caracteristice cu viteze moderate, pentru a evita pierderile de sarcină exagerate. În acelaşi timp, este necesar să se asigure un joc optim între blocul cilindrilor şi placa de distribuție, care să permită trecerea particulelor solide din lichid cu pierderi de debit minime.

Placa de distribuție este caracterizată prin următoarele unghiuri:

- ψ_f : unghiul fantei (unghiul sub care se vede fanta din axul de rotație);
- ψ_d : unghiul de distribuție, având două valori caracteristice:

$$\begin{cases} \psi_{da} = \text{unghiul de distribuție la aspiratie;} \\ \psi_{dr} = \text{unghiul de distribuție la refulare;} \end{cases}$$

- ψ'_d : unghiul de frezare a ferestrelor, având două valori caracteristice:

$$\begin{cases} \psi'_{da} = \text{unghiul de frezare la aspirație;} \\ \psi'_{dr} = \text{unghiul de frezare la refulare;} \end{cases}$$

- ψ_e : unghiul de etanşare;
- ψ_a : unghiul de acoperire având două valori caracteristice:

$$\begin{cases} \psi_{aa} = \text{unghiul de acoperire la aspirație;} \\ \psi_{ar} = \text{unghiul de acoperire la refulare.} \end{cases}$$

3.2 Calculul unghiurilor de acoperire a distribuției

Pentru determinarea unghiurilor de acoperire a distribuției se utilizează relațiile:

$$\psi_{ar} = \arccos\left[1 - \frac{4(p_{2m} - p_{1m})}{\pi d^2 \varepsilon R \sin\alpha_{max}}\left(V_0 + \frac{\pi d^2}{2} R \sin\alpha_{max}\right)\right] \quad (29.1.7)$$

$$\psi_{aa} = \arccos\left[1 - \frac{4V_0(p_{2m} - p_{1m})}{\pi d^2 \varepsilon R \sin\alpha_{max}}\right] \quad (29.1.8)$$

în care:

- $\varepsilon = 4000\ldots17000$ bar este modulul de elasticitate echivalent al lichidului din transmisie; valoarea inferioară corespunde prezenței racordurilor elastice în circuitul energetic, între pompă şi motor;

- $P_m = p_{2m} - p_{1m} = 80\ldots160$ bar este căderea de presiune medie dintre racordurile motorului; uzual, $P_m = 0{,}25\ldots0{,}5\ p_{2max}$, corespunzător turație maxime a motorului hidraulic, care apare în cursul deplasării utilajului în plan orizontal, cu viteză maximă;

- V_0 este volumul mort al cilindrului, calculat cu relația

$$V_0 = c_0 \frac{\pi d^2}{4} d \tag{29.1.9}$$

unde $c_0 \cong 0{,}25\ldots0{,}5$ este un coeficient adimensional de formă.

3.3 Calculul dimensiunilor fantelor şi ferestrelor de distribuție

a) Pentru a asigura un joc optim între blocul cilindrilor şi placa de distribuție trebuie să se asigure un raport optim între aria fantelor şi aria ferestrelor, precum şi între aria fantelor şi aria secțiunii transversale a cilindrilor.

Pentru coeficientul de suprafață fantă - cilindru se consideră domeniul:

$$K_{fc} = A_f / A_c = 0{,}42...0{,}49 \tag{29.1.10}$$

Valoarea tipică este $A_f / A_c = 0{,}49$.

b) Pentru evitarea cavitației viteza lichidului prin fante trebuie limitată. Între suprafața pistonului şi fanta corespunzătoare, ecuația continuității are forma

$$v_p A_c = v_f A_f \tag{29.1.11}$$

Din această relație, se calculează viteza medie a lichidului prin fante, v_f :

$$v_f = A_c v_p(\varphi) / A_f \tag{29.1.12}$$

unde φ este unghiul de poziționare al pistonului.

Viteza pistonului se calculează cu relația:

$$v_p(\varphi) = \omega R \sin\alpha \sin\varphi \tag{29.1.13}$$

Aceasta devine maximă când unghiul φ are valoarea $\varphi = \pi / 2$:

$$v_{p\max} = v_p(\pi/2) = \omega R \sin\alpha \tag{29.1.14}$$

Pentru a evita apariția cavitației se impune condiția ca valoarea maximă a vitezei lichidului prin fantă să nu depaşească 8 m/s:

$$v_{f\max} = A_c v_{p\max} / A_f = A_c \omega R \sin\alpha / A_f \le 8\ \mathrm{m/s} \tag{29.1.15}$$

Dacă valoarea obținută în urma calculelor este prea mare, se impune reducerea turației pompei sau supraalimentarea acesteia.

c) În cazul distribuitoarelor plane ale pompelor cu disc înclinat, diametrul mediu de amplasare a fantelor de distribuție, D_0, se calculează cu relația:

$$D_0 = 2r = D_c \tag{29.1.16}$$

unde D_c este diametrul cilindrului.

În cazul distribuitoarelor plane moderne, $D_0 < D_c$ datorită convergenței axelor fantelor spre axul de rotație.

În cazul distribuitoarelor sferice moderne,

$$D_0 \cong D_c - d \tag{29.1.17}$$

soluție care asigură performanțe maxime.

Unghiul sub care se vede fanta din axul de rotație este:

$$\psi_f = d_f / r_0, \tag{29.1.18}$$

unde $r_0 = D_0 / 2$ este raza fantei de distribuție.

d) Pentru calculul unghiurilor de etanşare se utilizează următoarele relații:

- unghiurile de etanşare la refulare:

$$\begin{cases} \psi'_{er} = \psi_f / 2 + \psi_{ar} & (\text{PME}) \\ \psi''_{er} = \psi_f / 2 & (\text{PMI}) \end{cases} \tag{29.1.19}$$

- unghiurile de etanşare la aspirație:

$$\begin{cases} \psi'_{ea} = \psi_f / 2 + \psi_{aa} & (\text{PMI}) \\ \psi''_{ea} = \psi_f / 2 & (\text{PME}) \end{cases} \tag{29.1.20}$$

e) Unghiurile de distribuție se calculează cu relațiile:

- unghiul de distribuție la refulare:

$$\psi_{dr} = \pi - \psi_{er} = \pi - \psi'_{er} - \psi''_{er} = \pi - \psi_f - \psi_{ar} \tag{29.1.21}$$

- unghiul de distribuție la aspirație:

$$\psi_{da} = \pi - \psi_{ea} = \pi - \psi'_{ea} - \psi''_{ea} = \pi - \psi_f - \psi_{aa} \tag{29.1.22}$$

Unghiurile de frezare ale ferestrelor de distribuție se calculează ținând seama de faptul că fantele de amortizare necesare la începutul refulării şi la începutul aspirației se extind pe o lungime aproximativ egală cu raza fantei de distribuție.

$$\begin{cases} \psi'_{dr} = \psi_{dr} - 3r_f / r_0 \\ \psi'_{da} = \psi_{da} - 3r_f / r_0 \end{cases} \tag{29.1.23}$$

În acest caz, unghiul de frezare mediu este

$$\psi'_{dmediu} = \left(\psi'_{dr} + \psi'_{da}\right) / 2 \tag{29.1.24}$$

f) Viteza medie în ferestrele de distribuție se calculează cu ajutorul relației:

$$v_d = Q_{med} / A_d \tag{29.1.25}$$

Valoarea obținută nu trebuie să depăşească 4,5 m/s.

Mărimea A_d care intervine în relația (29.1.25) reprezintă aria ferestrei de distribuție şi se calculează cu relația:

$$A_d \cong \psi'_{dmed} \cdot \frac{D_0}{2} \cdot 2r_f + \pi r_f^2 \tag{29.1.26}$$

g) Lățimea gulerelor de etanşare rezultă din rezolvarea ecuației de echilibru a blocului cilindrilor în raport cu placa de distribuție.

Forța de presiune care tinde să lipească blocul cilindrilor de placa de distribuție este

$$F_{bc} = \frac{z}{2} p_{2m} A_c \tag{29.1.27}$$

iar forța care tinde să îndepărteze blocul cilindrilor de placa de distribuție se calculează cu relația

$$F_{pd} = p_{2m} A_d + \frac{p_{2m}}{2}\left[\frac{\pi D_0}{2}\left(2a + 2r_f\right) - A_d\right] \tag{29.1.28}$$

Se admite *convențional* că forța portantă (F_{pd}) este mai mică decât forța deportantă (F_{bc}), raportul lor fiind:

$$\frac{F_{pd}}{F_{bc}} = \lambda = 0{,}89...0{,}94 \tag{29.1.29}$$

Rezultă :

$$a = \frac{1}{\pi D_0}\left(\lambda A_c z - A_d\right) - r_f \tag{29.1.30}$$

Uzual *a = 1...6 mm*, în funcție de capacitate (valorile mici corespund capacităților mici).

Pentru calculul lățimii gulerelor de etanşare se utilizează ipoteza că în orice direcție radială a jumătății plăcii de distribuție corespunzătoare refulării presiunea variază liniar, deci presiunea medie este egală cu jumătatea presiunii de refulare nominale.

Verificarea lăţimii gulerelor de etanşare se face calculând o presiune de contact echivalentă între cele două piese în mişcare relativă,

$$\sigma = \frac{F_{bc} - F_{pd}}{A} \tag{29.1.31}$$

unde A este aria de sprijin, calculabilă cu relaţia:

$$A = \frac{\pi D_0}{2}\left(2a + 2r_f\right) + A_d \tag{29.1.32}$$

Valoarea limită superioară admisă pentru σ este

$$\sigma = 15 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Viteza relativă a celor două suprafeţe este limitată uzual la valoarea

$$v_r = 12 \text{ m/s}.$$

Valoarea maximă admisă pentru produsul σv_r este de $1{,}6 \cdot 10^7$ N/ms.

3.4. Calculul resortului din blocul cilindrilor

Presiunea de contact furnizată de resortul amplasat în blocul cilindrilor se calculează cu relaţia:

$$\sigma_{el} = \frac{F_{el}}{A} \tag{29.1.35}$$

în care

$$F_{el} = K_{el} x_{0el} \tag{29.1.36}$$

iar σ_{el} are valori cuprinse în intervalul $(1{,}0 \ldots 1{,}2) \cdot 10^5$ N/m^2. Spaţiul în care este amplasat resortul are diametrul nominal egal cu cel al cilindrilor, iar lungimea disponibilă pentru resort este de ordinul a două diametre de cilindru.

Dacă resortul este elicoidal, trebuie dimensionat la limita superioară de rezistenţă (cazul modern). Se poate utiliza şi un pachet de arcuri disc, dar condiţia rectificării muchiilor de sprijin este dificilă.

Se acceptă resortul elicoidal deoarece influenţa erorilor de execuţie este mai redusă, deşi arcul este deosebit de rigid.

3.5. Exemplu de calcul pentru pompa F 220 K2

Unghiul de acoperire *minim* la refulare se calculează pentru următoarele date :

ε = 16000 bar;

$\alpha = 25^0$;

$$P = p_{2m} - p_{1m} = 80 \text{ bar};$$

$$c_0 \cong 0{,}5 .$$

Volumul mort al cilindrului este:

$$V_0 = 3141{,}6 \text{ mm}^3$$

Rezultă unghiul de acoperire la refulare:

$$\Psi_{ar} = \arccos\left[1 - \frac{4 \cdot 80}{\pi \cdot 20^2 \cdot 16000 \cdot 34 \cdot \sin 25^0} \left(V_0 + \frac{\pi \cdot 20}{2} 34 \cdot \sin 25^0\right)\right] = 9^\circ 25' 5''$$

Pentru valorile de mai sus, unghiul de acoperire la aspirație are valoarea:

$$\psi_{aa} = 4^0 47' 2''$$

Se admite că

$$\frac{A_f}{A_c} = 0{,}49 .$$

Se limitează viteza lichidului prin fantă la valoarea

$$v_{f\,max} \le 8 \text{ m/s}$$

Aria fantei este

$$A_f = K_{fc} A_c = 0{,}49 \cdot 314 = 153{,}86 \text{ mm}^2$$

iar diametrul fantei

$$d_f = \sqrt{\frac{4A_f}{\pi}} \cong \sqrt{\frac{4 \cdot 153{,}86}{\pi}} = 14 \text{ mm}.$$

Rezultă $r_f \cong 7$ mm.

Viteza maximă a pistonului este

$$v_{p\,max}(\varphi) = v_p\left(\frac{\pi}{2}\right) = \omega R \sin \alpha_{max} = 2{,}7 \text{ m/s}.$$

În această relație:

$$\omega = \frac{2\pi n_D}{60} = 188{,}5 \text{ rad/s}$$

Viteza maximă a lichidului prin fantă are valoarea

$$v_{fmax} = 5{,}51 \text{ m/s} < 8 \text{ m/s}$$

Turația maximă admisibilă la această maşină din punctul de vedere al vitezei lichidului în fantă este:

$$n_{p\,max} = n_D \frac{v_{f\,max}}{v_{fcalculat}} \cong 2613 \text{ rot/min.}$$

Diametrul mediu de amplasare a fantelor este

$$D_0 \cong D_c - d = 45 \text{ mm}$$

Pentru $D_c = 65$ mm şi $d = 20$ mm rezultă $r_0 = 22{,}5$ mm.
Unghiul sub care se vede fanta din axul de rotație va fi:

$$\psi_f = \frac{d_f}{r_0} = \frac{14}{22{,}5} = 35^0 31' 12''$$

Unghiurile de etanşare au următoarele valori:

$$\psi'_{er} = \frac{\psi_f}{2} + \psi_{ar} = 27^0 10' 12''$$

$$\psi''_{er} = \frac{\psi_f}{2} = 17^0 45' 36''$$

$$\psi'_{ea} = \frac{\psi_f}{2} + \psi_{aa} = 22^0 32' 24''$$

$$\psi''_{ea} = \frac{\psi_f}{2} = 17^0 45' 36''$$

Unghiurile de distribuție corespunzătoare sunt:

$$\psi_{dr} = \pi - \psi_{er} = \pi - \left(\psi'_{er} + \psi''_{er}\right) = 135^0 3' 43'' \cong 135^0$$

$$\psi_{da} = \pi - \psi_{ea} = \pi - \left(\psi'_{ea} + \psi''_{ea}\right) = 139^0 42'$$

$$\psi'_{dr} = \psi_{dr} - 3\frac{r_f}{r_0} = 81^0 31'$$

$$\psi'_{da} = \psi_{da} - 3\frac{r_f}{r_0} = 86^0 14'$$

Rezultă unghiul de frezare mediu:

$$\psi'_{dmediu} = \frac{1}{2}\left(\psi'_{dr} + \psi'_{da}\right) = 83^0 52' 30''$$

Pentru $\eta_{vp}\left(Q_{p\,max}\right) = 0{,}97$, $A_d \cong 615\ mm^2$ şi debitul mediu

$$Q_{med} = n_p v_p = n_D\left(M_{D\,max}\right) v_{p\,max}\,\eta_{vp}\left(Q_{p\,max}\right) = 1833{,}3 cm^3/s = 1833{,}3\cdot 10^3\, mm^3/s$$

rezultă

$$v_{med} = 2{,}98\cdot 10^3\ mm/s = 2{,}98\ m/s < 4{,}5\ m/s$$

Se admite $F_{pd} / F_{bc} = 0{,}94$ şi se calculează lățimea umărului de etanşare pentru următoarele date: $D_0 = 45\ mm$; $A_c = 314\ mm^2$; $z = 7$; $A_d = 615\ mm^2$; $r_f = 7mm$. Rezultă: a = 3,5 mm.

Verificarea lățimii umerilor de etanşare se face calculând presiunea de contact echivalentă. Aria de sprijin este

$$A = \frac{\pi D_0}{2}\left(2a + 2r_f\right) + A_d = 2099{,}4\ mm^2$$

Pentru presiunea de refulare medie $p_{2m} = 160$ bar rezultă forța portantă $F_{pd} = 16795{,}22\,N$. Forța deportantă are valoarea F_{bc}=17584 N. În acest caz presiunea de contact echivalentă va fi:

$$\sigma = \frac{F_{bc} - F_{pd}}{A} = \frac{17584 - 16795{,}22}{2099{,}4} = 3{,}757\cdot 10^5\ N/m^2$$

deci $\sigma < 15\cdot 10^5\ N/m^2$.

Viteza relativă a celor două suprafețe aflate în contact este:

$$v_r = 12\ m/s.$$

Produsul $\sigma v_r = 3{,}757\cdot 10^5 \cdot 12 = 0{,}45084\cdot 10^7\ N/ms$ este mai mic decât valoarea admisă de $1{,}6\cdot 10^7\ N/ms$.

Presiunea de contact elastică furnizată de resortul amplasat în blocul cilindrilor este:

$$\sigma_{el} = \frac{F_{el}}{A} \cong (1{,}0...1{,}2)\cdot 10^5 N/m^2$$

unde $F_{el} = K_{el} x_{0el}$ şi $A = 2099{,}4\cdot 10^{-6}\ m^2$.

Arcul are următoarele caracteristici:

R = raza de înfăşurare = 8 mm;

d = diametrul spirei = 3 mm;

n = numărul de spire = 4;
G = rigiditatea arcului = 850 000 daN/cm^2.
Se admite $\sigma_{el} = 1{,}2 \cdot 10^5 \ \mathrm{N/m^2}$ (resort elicoidal).

Rezultă :

$$F_{el} = \sigma_{el} A \cong 252\mathrm{N} = 25{,}2 \ \mathrm{daN}$$

Săgeata arcului va fi:

$$f = \frac{64 F_{el} R^3 n}{G d^4} \cong 4{,}8 \ \mathrm{mm}$$

Efortul unitar maxim datorat răsucirii este:

$$\tau_1 = \frac{16 F_{el} R}{\pi d^3} \cong 3803 \ \mathrm{daN/cm^2}$$

Pentru oțelul de arcuri $\tau_a = 4000...6000 \ \mathrm{daN/cm^2}$.
Constanta elastică a arcului are valoarea

$$K_{el} = \frac{F_{el}}{x_{0el}} = \frac{252}{4{,}8 \cdot 10^{-3}} = 5{,}25 \cdot 10^4 \ \mathrm{N/m}.$$

4. Calculul de rezistență al arborelui pompei

4.1 Calculul unghiurilor de dispunere a pistoanelor
Pistoanele care se află în faza de refulare pot fi reperate prin unghiurile:

$$\varphi_k = \varphi_1 + (k-1)\gamma \le \pi \qquad (29.1.37)$$

unde: k = 1, 2, ..., m şi $\gamma = \frac{2\pi}{z}$ este pasul unghiular al pistoanelor pe disc (fig.4.39). Deoarece pentru $\varphi_1 = \frac{\gamma}{4}$, momentul teoretic corespunzător pistoanelor care refulează este maxim, unghiurile de dispunere a pistoanelor aflate în faza de refulare vor fi:

$$\gamma = \frac{2\pi}{z} = \frac{2\pi}{7} \ \text{(pentru z = 7 pistoane).}$$

Rezultă: $\gamma = 51^0 25' 41''$. Valorile unghiurilor φ_k sunt:

$$\varphi_1 = \frac{\gamma}{4} = \frac{\pi}{14} = 12^0 51' 25''$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \gamma = \frac{5\pi}{14} = 64^0 17' 8''$$

$$\varphi_3 = \varphi_1 + 2\gamma = \frac{9\pi}{14} = 115^0 42' 51''$$

$$\varphi_4 = \varphi_1 + 3\gamma = \frac{13\pi}{14} = 167^0 8' 34''$$

4.2 Calculul componentelor forțelor de presiune

Reglarea capacității pompei este echivalentă cu reglarea momentului de antrenare. Dacă presiunea la aspirația pompei este neglijabilă față de presiunea de refulare, momentul necesar pentru deplasarea unui piston poziționat prin unghiul φ_k (fig. A.29.1-2) se calculează considerând că forța de presiune:

$$F_p = P_{max} \frac{\pi d^2}{4} \tag{29.1.38}$$

este formată dintr-o componentă $F_{xk} = F_p \cos\alpha$ paralelă cu axa arborelui şi o forță $F_{zk} = F_p \sin\alpha$ paralelă cu planul discului de antrenare.

Coordonatele centrelor sferelor mari ale bielelor celor patru pistoane aflate în faza de refulare sunt:

$$\begin{aligned} y_k &= R \cdot \sin\varphi_k \\ z_k &= R \cdot \cos\varphi_k \end{aligned} \tag{29.1.39}$$

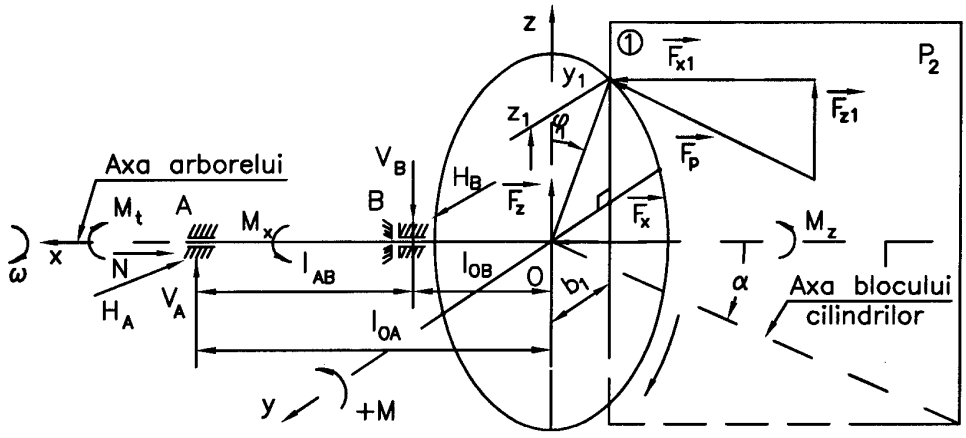


Fig. A.29.1-2. Schema de calcul a solicitărilor arborelui.

În cazul concret studiat se obține:
- pentru pistonul 1:

$$y_1 = 0{,}034 \sin\frac{\pi}{14} = 7{,}56 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$z_1 = 0{,}034 \cos\frac{\pi}{14} = 33{,}15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- pentru pistonul 2:

$$y_2 = 0{,}034 \sin\frac{5\pi}{14} = 30{,}63 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$z_2 = 0{,}034 \cos\frac{5\pi}{14} = 14{,}75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- pentru pistonul 3:

$$y_3 = 0{,}034 \sin\frac{9\pi}{14} = 30{,}63 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$z_3 = 0{,}034 \cos\frac{9\pi}{14} = -14{,}75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- pentru pistonul 4:

$$y_4 = 0{,}034 \sin\frac{13\pi}{14} = 7{,}56 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$z_4 = 0{,}034 \cos\frac{13\pi}{14} = -33{,}15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Se observă că $|z_1| = |z_4|$ şi $|z_2| = |z_3|$, deci centrele sferelor mari ale bielelor pistoanele sunt dispuse simetric în raport cu un plan orizontal care trece prin axa arborelui

Pentru P_{max} = 320 bar şi d = 20 mm, forța de presiune are valoarea

$$F_p = 320 \cdot 10^5 \frac{\pi \cdot 0{,}02^2}{4} = 10053 \text{ N} \qquad (29.1.40)$$

Pentru $\alpha = 25^0$, componentele forței de presiune corespunzătoare celor patru pistoane aflate în faza de refulare sunt

$$F_{xk} = F_p \cdot \cos\alpha = 9111{,}1 \text{ N}$$

$$F_{zk} = F_p \cdot \sin\alpha = 4248{,}6 \text{ N}$$

Solicitările echivalente sunt:

$$F_x = 4F_{xk} = 36444{,}4 \text{ N}$$

$$F_z = 4F_{zk} = 16994{,}4 \text{ N}$$

Momentul teoretic corespunzător pistoanelor care refulează este:

$$M_t = \frac{\pi d^2}{4} P_{max} R \sin\alpha \sum_{k=1}^{m} \sin\varphi_k \,, \tag{29.1.41}$$

unde

$$\sum_{k=1}^{m} \sin\varphi_k = \frac{\sin\frac{m\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}} \sin\left(\varphi_1 + \frac{m\gamma}{2} - \frac{\pi}{z}\right). \tag{29.1.42}$$

Efectuând calculele se obține

$$\sum_{k=1}^{m} \sin\varphi_k = 2{,}246$$

deci

$$M_{t\,max} = 324{,}4 \text{ Nm}$$

Momentul teoretic specific mediu are valoarea

$$M_{tsm} = \frac{z}{\pi} P_{max} R \frac{\pi d^2}{4} \sin\alpha = 320{,}7 \text{ Nm}$$

iar momentul mediu la arborele de antrenare este

$$M_{tmed} = \frac{VP_{max}}{2\pi} = 320{,}8 \text{ Nm}$$

deoarece V = 63 cm^3/rot și $P_{max} = 320 \cdot 10^5$ N/m^2.

4.3. Calculul reacțiunilor

Ținând seama de structura adoptată pentru lagăre se fac următoarele recomandări:

a) Rulmenții radiali cu role cilindrice fiind greu solicitați, se aleg din seria grea, cu role cilindrice pe un singur rând.

b) În calculul solicitării rulmenților, reacțiunea corespunzătoare rulmentului dublu va fi considerată la jumătatea acestuia.

c) Ungerea rulmenților se face cu ulei, astfel că gradul de încărcare dinamică radială şi axială va fi considerat la limita superioară uzuală.

Adoptând aceste recomandări se obțin următoarele relații:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_z = 0 \\ \sum F_y = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_x - N_a = 0 \\ V_A - V_B + F_z = 0 \\ H_B - H_A = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \sum M_{AV} = 0 \\ \sum M_{AH} = 0 \\ \sum M_{0z} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_z l_{OA} - V_B l_{AB} = 0 \\ H_B l_{AB} - M_z = 0 \\ F_{xk}\left(y_1 + y_2 + y_3 + y_4\right) - M_t = 0 \end{cases}$$

4.4. Exemplu de calcul pentru pompa F 220 K2

Se consideră pentru pompa calculată următoarea geometrie:

$$\begin{cases} l_{OB} = 46 \text{ mm} \\ l_{AB} = 44 \text{ mm} \\ l_{OA} = 90 \text{ mm} \end{cases}$$

După efectuarea calculelor se obține:

$$F_x = N_a = 36444{,}4 \text{ N}$$

$$M_a = 324{,}4 \text{ mm}$$

$$V_B = \frac{F_z l_{OA}}{l_{AB}} = 34761{,}3 \text{ N}$$

$$V_A = V_B - F_z = 17766{,}9 \text{ N}$$

$$H_A = H_B = \frac{M_z}{l_{AB}} = 15812{,}7 \text{ N}$$

$$M_{yB} = V_A \cdot l_{AB} = 781{,}7 \text{ Nm}$$

$$M_{zB} = H_B \cdot l_{AB} = 695{,}7 \text{ Nm}$$

$$M_t = 324{,}4 \text{ Nm}$$

4.5. Calculul eforturilor în secțiunile caracteristice ale arborelui.

Arborele este fabricat dintr-un oțel aliat de nitrurare: 38 MoCA09, conform STAS 791-80. Materialul ales are următoarele caracteristici mecanice:

- limita de curgere: $R_{co2} = 790$ N/mm^2;
- rezistența la tracțiune: $R_m = 980 \ldots 1180$ N/mm^2;
- alungirea la rupere: 10%;
- rezilienta (KCU/5): 39 J/cm^2;
- duritatea Brinell: 229 HB.

a) Zona de diametru minim a semicuplajului.

Arborele are aici diametrul $d_1 = 35$ mm. În această zonă arborele este solicitat la torsiune. Modulul de rezistență polar este:

$$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16} = \frac{\pi\left(35 \cdot 10^{-3}\right)^3}{16} = 8{,}418 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Efortul tangențial are valoarea:

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{324{,}4}{8{,}418 \cdot 10^{-6}} = 38{,}53 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 38{,}53 \text{ N/mm}^2$$

b) Zona periculoasă din reazemul B.

În această secțiune diamterul arborelui are valoarea $d_B = 50$ mm. După efectuarea calculelor se obțin următoarele valori pentru mărimile caracteristice:

$$W_p = \frac{\pi d_B^3}{16} = \frac{\pi\left(50 \cdot 10^{-3}\right)^3}{16} = 2{,}454 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$W = \frac{\pi d_B^3}{32} = \frac{\pi\left(50 \cdot 10^{-3}\right)^3}{32} = 1{,}227 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{324{,}4}{2{,}454 \cdot 10^{-5}} = 13{,}22 \cdot 10^6 = \text{N/m}^2 = 13{,}22 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W} = \frac{695{,}7}{1{,}227 \cdot 10^{-5}} = 56{,}7 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 56{,}7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W} = \frac{781{,}7}{1{,}227 \cdot 10^{-5}} = 63{,}7 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 63{,}7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ct} = \frac{N}{A} = \frac{36444,4}{19,63 \cdot 10^{-4}} = 18,56 \cdot 10^{6}\ N/m^2 = 18,56\ N/mm^2$$

$$A = \frac{\pi d_B^2}{4} = \frac{\pi\left(50 \cdot 10^{-3}\right)^2}{4} = 19,63 \cdot 10^{-4}\ m^2$$

$$\begin{cases} \sigma = \sigma_z + \sigma_y + \sigma_{ct} = 138,96\ N/mm^2 \\ \tau = 13,22\ N/mm^2 \end{cases}$$

Arborele fiind supus unei solicitări compuse, pentru determinarea efortului unitar echivalent se utilizează una dintre cele patru teorii:

-teoria I:

$$\sigma_{ech} = \frac{1}{2}\left(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\right) \le \sigma_a \qquad (29.1.43)$$

-teoria a II-a:

$$\sigma_{ech} = 0,35\sigma + 0,65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \le \sigma_a \qquad (29.1.44)$$

-teoria a III-a:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \le \sigma_a \qquad (29.1.45)$$

-teoria a IV-a:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \le \sigma_a \qquad (29.1.46)$$

Pentru cazul concret studiat se obțin următoarele rezultate:

-teoria I:

$$\sigma_{ech} = \frac{1}{2}\left(138,96 + \sqrt{138,96^2 + 4 \cdot 13,23^2}\right) = 140,21\ N/mm^2$$

-teoria a II-a:

$$\sigma_{ech} = 0,35 \cdot 138,96 + 0,65\sqrt{138,96^2 + 4 \cdot 13,23^2} = 140,58\ N/mm^2$$

-teoria a III-a:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{138,96^2 + 4 \cdot 13,23^2} = 141,45\ N/mm^2$$

-teoria a IV-a:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{138,96^2 + 3 \cdot 13,23^2} = 140,83\ N/mm^2$$

Se constată că eforturile unitare echivalente sunt relativ mici.

5. Calculul lagărelor principale

Pentru aceste calcule sunt utile următoarele sugestii:

a) Se recomandă utilizarea rulmenților radiali - axiali cu bile în tandem din seria BDT, conform tabelului nr. 3, din anexa 3. Rulmenții radiali cu role cilindrice pe un singur rând din seria grea se aleg din tabelul nr. 1 al anexei 3.

b) Ungerea rulmenților se face cu ulei, astfel că gradul de încărcare dinamică radială şi axială va fi considerat la limita superioară uzuală.

5.1. Calculul durabilității rulmenților

Durabilitatea (durata de funcționare) a unui rulment reprezintă numărul de rotații efectuate de acesta înaintea apariției semnelor de oboseală ale materialului, la unul din inele sau la unul din corpurile de rulare. Durabilitatea se determină cu relația:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} \qquad (29.1.47)$$

unde:

L_{10} = durabilitatea nominală [mil. rotații];

C = capacitatea de încărcare dinamică de bază a rulmentului [N];

P = sarcina dinamică echivalentă [N];

p = exponent care are următoarele valori: p = 3 în cazul contactului punctiform (rulmenți cu bile), respectiv p = 3,33 în cazul contactului liniar (rulmenți cu role).

5.2 Calculul capacității de încărcare dinamică de bază

Se pot defini următoarele noțiuni de bază:

- *capacitatea radială* (C_r - pentru un rulment radial) este sarcina radială de valoare şi direcție constantă care poate fi suportată teoretic pe durata nominală de funcționare de 10^6 rotații;

- *capacitatea radială* (C_r - pentru un rulment radial-axial cu bile sau role conice pe un rând) este componenta radială a acelei sarcini care provoacă o deplasare pur radială a inelelor unul față de celălalt şi care poate fi suportată pe durata nominală de funcționare de 10^6 rotații;

- *capacitatea axială* (C_a - pentru un rulment axial) este sarcina centrală pur axială, de valoare constantă care poate fi suportată teoretic pe durata nominală de funcționare de 10^6 rotații; datorită dispersiei durabilității, capacitatea de încărcare a unui rulment pe două rânduri nu este de două ori mai mare decât cea a unui rulment pe un rând de construcție identică;

- *sarcina radială dinamică echivalentă (P_r)* este sarcina radială, de valoare şi direcţie constantă, sub a cărei acţiune durata de funcţionare nominală a rulmentului radial ar fi aceeaşi ca în condiţiile de încărcare reale;

- *sarcina axială dinamica echivalentă (P_a)* este sarcina centrală pur axială, de valoare constantă, sub a cărei acţiune durata de funcţionare nominală a rulmentului axial ar fi aceeaşi ca în condiţiile de încărcare reale;

- *sarcina radială dinamică echivalentă (P_r)* a rulmenţilor radiali cu bile şi radiali-axiali cu bile de tipuri curente, încărcaţi simultan cu o sarcină radială F_r şi o sarcină axială F_a, se determină cu relaţia:

$$P_r = XF_r + YF_a \tag{29.1.48}$$

în care: X este coeficientul de încărcare radială iar Y- coeficientul axial.

Coeficienţii X şi Y se aleg în funcţie de valoarea raportului $\frac{F_r}{F_a} \le e$ sau $\frac{F_r}{F_a} > e$.

Pentru turaţii constante este mai comod să se utilizeze valoarea durabilităţii nominale L_{10h}, exprimată în ore:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^p \tag{29.1.49}$$

5.3. Exemplu de calcul pentru pompa F220 K2

1. Se aleg rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un singur rând din seria NJ 310 (STAS 3043 – 86) care au următoarele caracteristici:

- capacitatea de încărcare echivalentă dinamică: C_r = 85 kN = 85000 N
- capacitatea de încărcare echivalentă statică: C_{0r} = 56 kN = 56000 N
- turaţia limită în cazul ungerii cu ulei: n_{max} = 6300 rot/min
- sarcina radială dinamică echivalentă:

$$P_r = XF_r + YF_a = F_r \tag{29.1.50}$$

deoarece X = 1 şi Y = 0.

Durabilitatea nominală L_{10} se calculează cu relaţiile:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^{3,33} \text{ [mil. rotaţii]} \tag{29.1.51}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C_r}{P_r}\right)^{3,33} \text{ [ore]} \tag{29.1.52}$$

Pentru p = 320 bar:

$$F_r = \sqrt{H_A^2 + V_A^2} = \sqrt{15812,7^2 + 17766,9^2} = 23784,5 \text{ N}$$

$$P_r = 23784,5 \text{ N}$$

$$F_{rmed} = \frac{3,5}{4} F_r = 20811,4 \text{ N}$$

$$P_{rmed} = 20811,4 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{85000}{23784,5} \right)^{3,33} = 3,573^{3,33} = 69,48 \text{ mil.rotații}$$

Durabilitatea nominală a rulmenților pentru presiunea de 320 bar este:

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot 69,48}{60 \cdot 1800} = 643,3 \text{ ore}$$

$$L'_{10med} = \left(\frac{85000}{20811,4} \right)^{3,33} = 4,084^{3,33} = 108,4 \text{ mil.rotații}$$

$$L'_{10hmed} = \frac{10^6 \cdot 108,4}{60 \cdot 1800} = 1003,7 \text{ ore}$$

Pentru p = 160 bar,

$$F'_r = \frac{1}{2} F_r = 11892,25 \text{ N}$$

$$F'_{rmed} = \frac{1}{2} F_{rmed} = 10405,7 \text{ N}$$

$$L'_{10} = \left(\frac{85000}{11892,25} \right)^{3,33} = 698,8 \text{ mil.rotații}$$

$$L'_{10h} = \frac{10^6 \cdot 698,8}{60 \cdot 1800} = 6470 \text{ ore}$$

$$L'_{10med} = \left(\frac{85000}{10405,7} \right)^{3,33} = 1090 \text{ mil.rotații}$$

$$L'_{10hmed} = \frac{10^6 \cdot 1090}{60 \cdot 1800} = 10092{,}6 \text{ ore}$$

Pentru p = 80 bar,

$$F''_r = \frac{1}{4} F_r = 5946{,}12 \text{ N}$$

$$F''_{rmed} = \frac{1}{4} F_{rmed} = 5202{,}85 \text{ N}$$

$$L''_{10} = \left(\frac{85000}{5946{,}12} \right)^{3{,}33} = 7026{,}9 \text{ mil.rotații}$$

$$L''_{10h} = \frac{10^6 \cdot 7026{,}9}{60 \cdot 1800} = 65063{,}9 \text{ ore}$$

$$L''_{10med} = \left(\frac{85000}{5202{,}85} \right)^{3{,}33} = 10961{,}8 \text{ mil.rotații}$$

$$L''_{10hmed} = \frac{10^6 \cdot 10961{,}8}{60 \cdot 1800} = 101498 \text{ ore}$$

2. Rulmentul radial-axial cu bile cu simplu efect, dublu, este din seria 7310 BG sau B – NT conform STAS $7416/_{1}/_{2} - 86$. Acest tip de rulment are următoarele caracteristici:

- capacitatea de încărcare echivalentă statică: $C_{0r} = 85000$ N;
- capacitatea de încărcare echivalentă dinamică: $C_r = 90000$ N;
- turația limită în cazul ungerii cu ulei: $n_{max} = 5000$ rot/min;
- sarcina dinamică echivalentă:

$$P_r = XF_r + YF_a \qquad (29.1.53)$$

Dacă $\frac{F_a}{F_r} \le e$, X = 1 şi Y = 0; dacă $\frac{F_a}{F_r} > e$, X = 0,35 şi Y = 0,57, pentru e = 1,14.

Pentru

$$F_r = \sqrt{H_B^2 + V_B^2} = \sqrt{15812{,}7^2 + 34761{,}3^2} = 38188{,}8 \text{ N}$$

$$F_a = 36444{,}4 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{36444,4}{38188,8} = 0,954 < 1,14$$

rezultă

$$P_r = F_r = 38188,85 \text{ N}$$

$$P_{rmed} = \frac{3,5}{4} F_r = 33415,2 \text{ N}$$

Durabilitatea nominală L_{10} va fi:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \qquad (29.1.54)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} \qquad (29.1.55)$$

Pentru p = 320 bar,

$$L_{10} = \left(\frac{90000}{38188,85} \right)^3 = 13,089 \text{ mil.rotații}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot 13,089}{60 \cdot 1800} = 121,2 \text{ ore}$$

$$L_{10hmed} = \left(\frac{90000}{38188,85} \right)^3 = 13,089 \text{ mil. rot.}$$

$$L_{10hmed} = \frac{10^6 \cdot 13,089}{60 \cdot 1800} = 121,2 \text{ore}$$

Pentru p = 160 bar,

$$F'_r = \frac{1}{2} F_r = 19094,4 \text{ N}$$

$$F'_{rmed} = \frac{1}{2} F_{rmed} = 16707,2 \text{ N}$$

$$L'_{10} = \left(\frac{90000}{19094,4}\right)^3 = 104,71 \text{ mil.rotatii}$$

$$L'_{10h} = \frac{10^6 \cdot 104,71}{60 \cdot 1800} = 969,5 \text{ ore}$$

$$L'_{10med} = \left(\frac{90000}{16707,6}\right)^3 = 156,31 \text{mil.rotatii}$$

$$L'_{10hmed} = \frac{10^6 \cdot 156,31}{60 \cdot 1800} = 1447,3 \text{ ore}$$

Pentru p = 80 bar,

$$F''_r = \frac{1}{4} F_r = 9547,2 \text{ N}$$

$$F''_{rmed} = \frac{1}{4} F_{rmed} = 8353,6 \text{ N}$$

$$L''_{10} = \left(\frac{90000}{9547,2}\right)^3 = 837,7 \text{ mil.rotații}$$

$$L''_{10h} = \frac{10^6 \cdot 837,7}{60 \cdot 1800} = 7756,5 \text{ ore}$$

$$L''_{10med} = \left(\frac{90000}{8353,8}\right)^3 = 1250,47 \text{mil.rotatii}$$

$$L''_{10hmed} = \frac{10^6 \cdot 1250,47}{60 \cdot 1800} = 11578,4 \text{ore}$$

6. Calculul lagărelor carcasei basculante.

În calculul lagărelor carcasei basculante se consideră că aceasta este solicitată de o forță centrică egală cu rezultanta forțelor de presiune pe placa de distribuție. Se calculează cele două reacțiuni din lagăre, $R_1 = R_2$ şi se verifică rulmenții considerând pentru aceştia o solicitare statică deoarece bascularea carcasei se face relativ lent în raport cu turația nominală uzuală a rulmenților.

Sunt necesare următoarele verificări:

- solicitarea cepurilor basculante în secțiunea minimă, situată în dreptul rulmenților radiali cu ace (role cilindrice); rulmenții nu au inel interior, cepurile de basculare constituind inele interioare;
- solicitarea la forfecare a şuruburilor de asamblare a cepului canelat de acționare a carcasei basculante cu corpul acesteia;
- solicitarea la tracțiune a şuruburilor de asamblare a capacului carcasei basculante cu corpul acesteia.

a) Calculul reacțiunilor.

Neglijând asimetria repartiției presiunii pe placa de distribuție rezultă:

$$R_1 = R_2 = \frac{F_{pd}}{2} = \frac{16795{,}22}{2} = 8397{,}61\ \text{N}$$

b) Verificarea rulmenților.

Rulmenții sunt radiali cu ace, din seria RNA 4913 conform STAS 7016/1 - 76 şi au următoarele caracteristici:

-d = 65 mm;
-D = 90 mm;
-b = 25 mm;
-F_w = 72 mm (diametrul interior al coliviei);
-$n_{\text{max vaselină}}$ = 4800 rot/min;
-$n_{\text{max ulei}}$ = 5600 rot/min.
-capacitatea de încărcare dinamică: C_r = 54000 N;
-capacitatea de încărcare dinamică: C_{or} = 60000 N.

c) Verificarea la forfecare a secțiunii minime a cepurilor de basculare.

Dimensiunile caracteristice ale acestei secțiuni sunt:

$$\begin{cases} d_e = \phi 72\ \ h5\left[{}^{0}_{-0{,}013}\right] \\ d_i = \phi 65\ \ \ H7\left[{}^{+0{,}030}_{0}\right] \end{cases}$$

Pentru aceste diametre rezultă:

$$A = \frac{\pi}{4}\left(72^2 - 65^2\right) = 753{,}2\ \text{mm}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{F_t}{A} = \frac{8397{,}61}{753{,}2} = 11{,}15\ \text{N/mm}^2 \ll \tau_a = 300\ \text{N/mm}^2\ \text{(neglijabil)}$$

deoarece forța tăietoare este

$$F_t = R_1 = R_2 = 8397{,}61\ \text{N}$$

d) Verificarea la forfecare a şuruburilor cepului de basculare canelat.

În cazul pompei F220, pentru asamblarea cepului de basculare canelat cu corpul caracasei basculante se utilizează 4 şuruburi M8 x 25 din grupa 8.8 conform STAS 5144-70; acestea au următoarele caracteristici:

$$\begin{cases} d_i = 6\ \text{mm} \\ d_e = 8\ \text{mm} \end{cases}$$

$$\sigma_r \geq 8000\ \text{daN/cm}^2$$

$$\sigma_c = 6400\ \text{daN/cm}^2 = 640\text{N/mm}^2$$

Se consideră acoperitor că momentul maxim de basculare,

$$M_b(320\ \text{bar}) = 86{,}4\ \text{N}\cdot\text{m}$$

este preluat de un singur şurub. Forța tăietoare are valoarea:

$$F_t = \frac{M_b}{r_t} = \frac{86{,}4}{25\cdot 10^{-3}} = 3456\ \text{N}$$

deoarece raza tăietoare este:

$$r_t = 25\ \text{mm}$$

Efortul de forfecare este:

$$\tau_f = \frac{F_t}{A_ş} = \frac{3456}{28{,}27\cdot 10^{-6}} = 122{,}25\cdot 10^6\ \text{N/m}^2 = 122{,}25\ \text{N/mm}^2$$

unde

$$A_ş = \frac{\pi d_{iş}^2}{4} = \frac{\pi\cdot 6^2}{4} = 28{,}27\ \text{mm}^2 = 28{,}27\cdot 10^{-6}\ \text{m}^2$$

iar

$$\tau_{af} = 300\ \text{N/mm}^2.$$

Cu aceste valori se verifică condiția:

$$\tau_f < \tau_{af}.$$

Considerând toate cele 4 şuruburi existente rezultă:

$$\tau'_f = \frac{F_t}{4A_ş} = \frac{3456}{4 \cdot 28{,}27 \cdot 10^{-6}} = 30{,}56 \cdot 10^6 \text{ N/ m}^2 = 30{,}56 \text{ N/ mm}^2$$

d) Verificarea şuruburilor capacului carcasei basculante

Aceste şuruburi sunt solicitate la întindere şi forfecare, prima solicitare fiind dominantă. Ținând seama de valoarea forței de presiune pe placa de distribuție,

$$F_{pd} = 16795{,}22 \text{ N}$$

se efectuează în continuare următoarele calcule. Forța de tracțiune ce poate fi prelută de cele 4 şuruburi este

$$F_{t°} = 4F_°$$

unui şurub revenindu-i forţa maximă

$$F_ş = \frac{\pi d_{iş}^2}{4} \sigma_{as} .$$

Considerând valorile eforturilor admisibile:

$$\sigma_r \geq 8000 \text{ daN/ cm}^2 ;$$

$$\sigma_c \cong 6400 \text{ daN/ cm}^2 = 640 \text{ N/ mm}^2 ;$$

şi diametrul şuruburilor,

$$d_{iş} = 6 \text{ mm}$$

rezultă:

$$A_s = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 28{,}27 \text{ mm}^2$$

$$F_{adm} = 28{,}27 \cdot 640 = 18092{,}8 \text{ N}$$

$$F_{tadm} = 4 \cdot 18092{,}8 = 72371{,}2 \text{ N}$$

Raportul dintre forța admisibilă şi cea necesară este acoperitor (cca 4,3) dar şuruburile trebuie pretensionate pentru a asigura etanşeitatea orificiilor dintre carcasa basculantă şi capacul acesteia. Astfel se ajunge la o rezervă relativ mică de rezistență, care impune controlul momentului de montaj.

7. Calculul dispozitivului de reglare a capacității pompei principale.

7.1. Dimensionarea dispozitivului de reglare a capacității pompei principale.

Într-o primă etapă se face dimensionarea dispozitivului de comandă electrohidraulic din considerente statice, urmând ca într-o etapă ulterioară să se confirme dimensiunile şi celelalte caracteristici ale elementelor componente ale comenzii hidraulice printr-un calcul dinamic care are ca principal obiectiv determinarea răspunsului la un semnal treaptă tipic prin simulare numerică.

Din punct de vedere *static* este necesar să se stabilească constantele elastice ale resoartelor de centrare, precomprimările acestora, diametrul cilindrului hidraulic, precum şi nivelurile extreme de presiune pentru comandă. În acest scop se utilizează ecuația de echilibru a pistonului comenzii hidraulice, completată cu diferite restricții de natură practică.

Ecuația de echilibru static a pistonului comenzii hidraulice este:

$$F_c = F_e + F_b \tag{29.1.56}$$

În continuare se determină expresiile forțelor implicate, ținând seama de restricțiile impuse prin soluția constructivă aleasă.

a) *Forța elastică*

În cazul soluției clasice, precomprimarea resoartelor nu interesează în calcule. Dacă resoartele sunt montate "în casetă", forța elastică de centrare include precomprimarea resoartelor, y_{0e}. Forța elastică se calculează cu relațiile:

- pentru resoartele montate "în casetă":

$$F_e = 2\left(K_{e1} + K_{e2}\right)\left(y + y_{0e}\right) \tag{29.1.57}$$

- pentru resoartele montate liber:

$$F_e = 2\left(K_{e1} + K_{e2}\right)y \tag{29.1.58}$$

Se admite aceeaşi precomprimare pentru toate resoartele. Pentru a reduce diametrul spațiului în care se amplasează resoartele, se utilizează câte două resoarte de fiecare parte a pistonului. Sensul de înfăşurare a spirelor acestora trebuie să fie contrar, pentru a evita întrepătrunderea spirelor datorită unui eventual flambaj.

b) *Forța de comandă*

Supapa proporțională dublă utilizată pentru comandă furnizează forța:

$$F_c = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} = p_c A_c \tag{29.1.59}$$

c) *Forța de basculare*

Forța necesară pentru asigurarea basculării la orice unghi este proporțională cu presiunea de refulare a pompei reglate:

$$F_b = K_b p_p \tag{29.1.60}$$

Această forță tinde întotdeauna să anuleze unghiul de basculare. Pentru calculul constantei K_b trebuie să se cunoască forța de basculare corespunzătoare presiunii nominale:

$$K_b = \frac{F_b\left(p_{pn}\right)}{p_{pn}} \tag{29.1.61}$$

Această forță acționează la raza R_b a pârghiei de basculare. Constanta elastică totală este

$$K_e = K_{e1} + K_{e2} \tag{29.1.62}$$

urmând ca definitivarea constantelor să se facă după calculul de predimensionare a resoartelor. Ecuația de echilibru static devine

$$A_c p_c = p_{pn} K_b + 2K_e y + 2K_e y_{0e} \tag{29.1.63}$$

deci

$$K_e y_{0e} = 0{,}5\left(A_c p_c - p_{pn} K_b\right) - K_e y \tag{29.1.64}$$

Se remarcă gruparea într-o singură necunoscută a constantei elastice echivalente şi a precomprimării resoartelor. Ca urmare, sunt necesare câteva iterații. Pentru y = 0 (pompa la capacitatea nulă), $\alpha = 0$ deoarece

$$y = R_b \sin\alpha \tag{29.1.65}$$

La funcționarea în gol, presiunea de comandă are uzual valoarea $p_c = 5$ bar, iar la presiunea nominală de refulare a pompei, p_{pn} , presiunea de începere a reglării capacității este $p_c = 10$ ... 12 bar.

Rezultă:

$$2K_e y_{0e} = A_c p_c - p_{pn} K_b \tag{29.1.66}$$

Pentru $y = y_{max}$ ($\alpha = \alpha_{max}$), se impune presiunea de comandă

$$p_c = p_{c\,max} \cong 25...50 \text{ bar}$$

Rezultă:

$$p_{c\,max} = \frac{1}{A_c}\left[p_{pn} K_b + 2K_e\left(y_{max} + y_{0e}\right)\right] \tag{29.1.67}$$

Se alege $y_{0e} \cong \left(0{,}2...0{,}3\right)d$, ținându-se seama de faptul că precomprimarea resoartelor este funcție de capacitatea pompei. Din prima condiție se calculează

constanta elastică totală, K_e , iar din a doua condiție rezultă diferența de presiune care trebuie să aibă valori cuprinse între 25 şi 50 bar. Se alege preliminar $K_{e1} = K_{e2}$ şi se dimensionează resoartele cu următoarele restricții:

a) diametrul exterior al arcului trebuie să fie compatibil cu alezajul cilindrului hidraulic;

b) la comprimarea maximă, resoartele trebuie să intre unul în celălalt cu un joc suficient de mare.

7.2 Exemplu de calcul pentru pompa F 220.

1. Informații preliminare

a) Pentru resortul exterior:

- $d_{e1} = 9$ mm (diametrul exterior al sârmei)

- $p_{e1} = 15$ mm (pasul)

- $L_{e1} = 127$ mm (lungimea liberă)

- $R_{e1} = 20{,}5$ mm (raza de infăşurare)

b) Pentru resortul interior:

- $d_{e2} = 5$ mm

- $p_{e2} = 10$ mm

- $L_{e2} = 112$ mm

- $R_{e2} = 12$ mm

-Diametrul cilindrului: $d_c = 62$ mm

-Raza manivelei: $R_m = 47$ mm

-Momentul de reglare: $M_b(320 \text{ bar}) = 86{,}4 \text{ Nm}$

2. Calculul rigidității resoartelor

a) Se utilizează relația:

$$K_e = \frac{F_e}{y} = \frac{Gd_e^4}{64R_e^3 n_e} \qquad (29.1.68)$$

în care: G este modulul de elasticitate transversal (G = 810000 daN/cm^2 pentru oțel de arc); R - raza medie de dispunere a spirelor (de înfăşurare); d_e - diametrul sîrmei; n_e - numărul spirelor.

b) Din relația de calcul a rigidității resortului exterior,

$$K_{e1} = \frac{Gd_{e1}^4}{64R_{e1}^3 n_{e1}}$$

pentru

$$n_{e1} = \frac{L_{e1}}{p_{e1}} = \frac{127}{15} = 8,5 \text{ spire}$$

rezultă

$$K_{e1} = \frac{810000 \cdot 0,9^4}{64 \cdot 2,05^3 \cdot 8,5} = 113,395 \text{ daN/cm} = 113395 \text{ N/m}$$

c) Din relația de calcul a rigidității resortului interior,

$$K_{e2} = \frac{Gd_{e2}^4}{64R_{e2}^3 n_{e2}}$$

pentru

$$n_{e2} = \frac{L_{e2}}{p_{e2}} = \frac{112}{10} = 11,2 \text{ spire}$$

se obține

$$K_{e2} = \frac{810000 \cdot 0,5^4}{64 \cdot 1,2^3 \cdot 11,2} = 40,871 \text{ daN/cm} = 40871 \text{ N/m}$$

d) Rigiditatea totală a resoartelor este:

$$K_e = K_{e1} + K_{e2} = 113395 + 40871 = 154266 \text{ N/m}$$

3. Calculul forței de basculare.

La presiunea nominală,

$$F_b(320 \text{ bar}) = \frac{M_b}{R_m} = \frac{86,4}{0,047} = 1838,3 \text{ N}$$

4. Calculul pretensionării resoartelor.

Condițiile specifice începerii reglării sunt:

- unghiul de basculare: $\alpha = 0$;
- cursa pistonului cilindrului hidraulic: $y = 0$;
- presiunea de refulare a pompei: $p_n = 0$;
- forța de basculare: $F_b = 0$.

Se alege pentru presiunea de comandă care determină începerea reglajului valoarea $p_c = 5$ bar. În acest regim,

$$F_c = F_e,$$

sau

$$p_c A_c = 2K_e y_{0e} \tag{29.1.69}$$

În această ecuație,

$$A_c = \frac{\pi d_c^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}062^2}{4} = 30{,}19 \cdot 10^{-4}\ \text{m}^2$$

$$y_{0e} = \frac{p_c A_c}{2K_e} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 30{,}19 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 154266} = 4{,}9 \cdot 10^{-3}\ \text{m}$$

5. Calculul presiunii de începere a reglajului la presiunea de refulare nominală.

Acest regim este definit prin următoarele condiți:

- cursa pistonului cilindrului hidraulic este nulă: $y = 0$;
- presiunea de refulare a pompei are valoarea nominală: $p_n = 320$ bar.

Din ecuația de echilibru a pistonului sub forma completă,

$$p_c A_c = 2K_e y_{0e} + F_b(320\ \text{bar})$$

rezultă

$$p_c = \frac{2K_e y_{0e} + F_b(320\ \text{bar})}{A_c} \tag{29.1.70}$$

sau

$$p_c = \frac{2 \cdot 154266 \cdot 4{,}9 \cdot 10^{-3} + 1838{,}3}{3{,}019 \cdot 10^{-3}} = 11{,}09 \cdot 10^5\ \text{N/m}^2 \cong 11{,}1\ \text{bar}$$

6. Calculul presiunii de reglare pentru capacitatea maximă.

În acest caz,

$$y_{max} = R_m \sin 25^0$$

deci

$$y_{max} = 0{,}047 \cdot 0{,}422 = 0{,}01983 \text{ m} = 19{,}83 \text{ mm}$$

Din relația

$$p_c(\alpha_{max}, p_n) = \frac{2K_e(y_{max} + y_{0e}) + F_b}{A_c} \tag{29.1.71}$$

rezultă

$$p_c(25^0, 320 \text{ bar}) = \frac{2 \cdot 154266 \cdot (0{,}01983 + 0{,}0049) + 1838{,}3}{3{,}019 \cdot 10^{-3}} =$$
$$= 31{,}36 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 31{,}36 \text{ bar}$$

7. Calculul presiunii de reglare pentru capacitatea maximă şi presiune de refulare nulă.

Ecuația de echilibru static devine:

$$p_c(\alpha_{max}, p_n) = \frac{2K_e(y_{max} + y_{0e})}{A_c} \tag{29.1.72}$$

deci

$$p_c(20^0, 0 \text{ bar}) = \frac{2 \cdot 15266 \cdot (0{,}01983 + 0{,}0049)}{3{,}019 \cdot 10^{-3}} =$$
$$= 25{,}27 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 25{,}27 \text{ bar}$$

8. Calculul eforturilor tangențiale din resoarte.

Efortul unitar tangențial se calculează cu relația

$$\tau_{ef} = \frac{16F_eR_e}{\pi d_e^3} \tag{29.1.73}$$

Pentru oțelul de arc uzual (55VCr11),

$$\tau_a = 4000...5000 \text{ daN/cm}^2$$

Primul resort furnizează forța

$$F_{el\,max} = K_{el}(y_{max} + y_{0e})$$

sau

$$F_{e1\max} = 113395(0{,}01983 + 0{,}0049) = 2804{,}2 \text{ N}$$

Rezultă

$$\tau_{1\max} = \frac{16 \cdot 2804{,}2 \cdot 0{,}0205}{\pi \cdot (9 \cdot 10^{-3})^3} = 4 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 = 4000 \text{ daN/cm}^2$$

Pentru al doilea resort,

$$F_{e2\max} = K_{e2}(y_{\max} + y_{0e})$$

sau

$$F_{e2\max} = 40871(0{,}01983 + 0{,}0049) = 1010{,}7 \text{ N}$$

În acest caz

$$\tau_{2\max} = \frac{16 \cdot 1010{,}7 \cdot 0{,}012}{\pi(5 \cdot 10^{-3})^3} = 4{,}941 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 = 4941 \text{ daN/cm}^2$$

Caracteristica de reglare, p_c (y, p) este un domeniu de tip "bandă" (fig.A29.1-3).

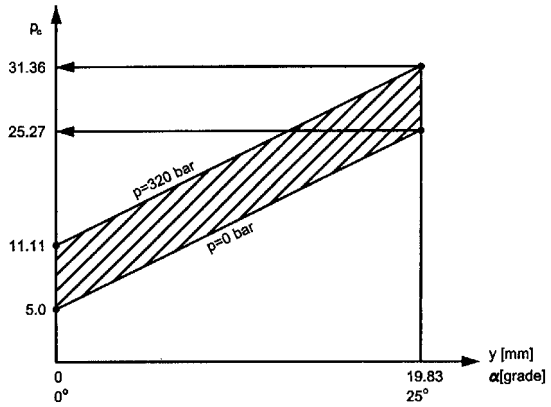


Fig. A.29.1-3. Caracteristica statică a dispozitivului de comandă.

7.3. Studiul comportării dinamice a dispozitivului de reglare a capacității pompei principale

Prin tema de proiectare s-a indicat tipul comenzii utilizate pentru reglarea capacității pompei principale: comandă hidraulică proporțională. Ca element de comandă s-a ales o supapă normal-deschisă dublă comandată prin pedale, care în varianta electrohidraulică este echivalentă cu o supapă normal-deschisă dublă proporțională. În practică, pe utilajele mobile se utilizează ambele comenzi, cea mecanohidraulică fiind specifică utilajelor clasice.

Calculul dinamic al dispozitivului de comandă are ca scop predeterminarea performanțelor dinamice (timpul de răspuns al comenzii), în condițiile unei

aparaturi cu performanțe cunoscute şi a unor elemente complementare specifice pompei date.

Modelul matematic al sistemului fiind neliniar, nu este posibilă determinarea răspunsului comenzii la diferite semnale fără ajutorul simulării numerice. Calculele corespunzătoare pompei F220 K2 sunt prezentate detaliat în capitolul 24, consacrat analizei servopompelor electrohidraulice lente. Aceste calcule sunt confirmate de experimentele întreprinse de primii doi autori. În figura A.29.1-4 se prezintă ca exemplu răspunsul servopompei F220 K2 echipată cu dispozitiv de comandă electrohidraulic la semnale treaptă alternative de amplitudine medie.

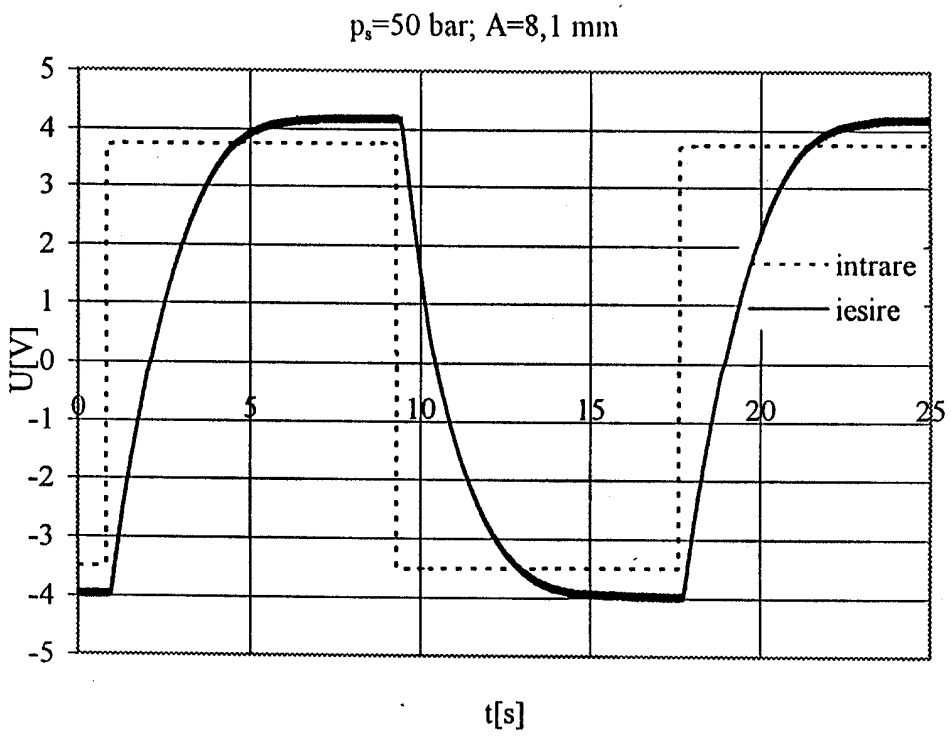
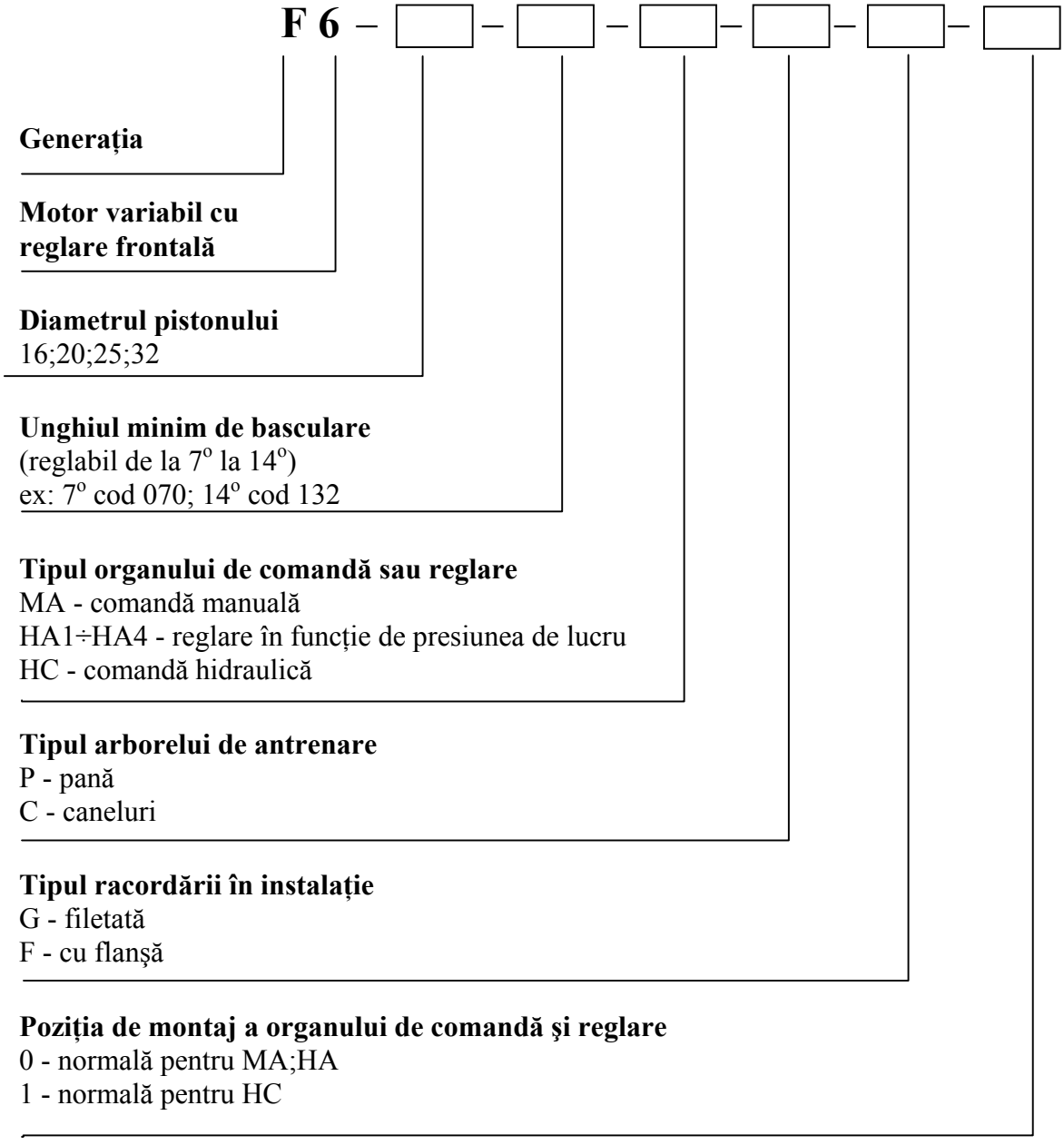


Fig. A.29.1-4. Răspunsul servopompei F220 K2 echipată cu dispozitiv de comandă electrohidraulic la semnale treaptă alternative.

ANEXE

Anexa 1
Tabelul nr. 1

CODIFICAREA MOTOARELOR CU REGLARE FRONTALĂ
TIP F6



Anexa 1
Tabelul nr. 2

CARACTERISTICILE MOTOARELOR CU REGLARE FRONTALĂ TIP F6

Tip	Capacitate cm^3/rot		Presiunea de durată	Presiunea nominală	Presiunea maximă	Debitul la turația nominală	Debitul nominal p=320bar	Momentul pentru $\alpha_{max}=25^o$ [Nm]		Turația nominală	Turația minimă	Turația maximă [rot/min]	
u.p.a.	Vg_{max} $\alpha=25^o$	Vg_{min} $\alpha=7^o$	p_d [bar]	p_n [bar]	p_{max} [bar]	şi mers în gol [l/min]	[l/min]	Teoretic	Nominal	[rot/min]	[rot/min]	$\alpha=25^o$	$\alpha=7^o$
F616	31.1	9	200	320	400	45	42.5	158	140	1450	200	4000	5500
F620	63	18.2				91.4	87.5	317	255			3400	4300
F625	125	36				181.5	174	636	569			2600	3500
F632	250	72.1				242	232	1272	1147	970		2000	2800

Anexa 2
Tabelul nr. 1

CODIFICAREA UNITĂȚILOR CU PISTOANE AXIALE CU CILINDREE VARIABILĂ
TIP F2

F 2 – □ – □ – □ – □ – □ – □ – □

Generația

Unități cu pistoane axiale cu capacitate variabilă
(carcasă basculantă)

Diametrul pistonului
12;16;20;25;32;45;50

Tipul carcasei pompei
K - capsulată
N - necapsulată

Tipul circuitului
1 - deschis
2 - închis
3 - semideschis

Tipul organului de comandă sau reglare

Sensul de antrenare
S - stânga
D - dreapta

Pompa de compensare
0 - nu are pompă de compensare
1 - are pompă de compensare

Tipul arborelui de antrenare
P - pană
C – caneluri

Anexa 2
Tabelul nr. 2

CARACTERISTICILE UNITĂȚILOR CU PISTOANE AXIALE TIP F2

Tip u.p.a.	25°								
	Capacitate [cm^3/rot]	Presiunea nominală de lucru [bar]	Presiunea nominală [bar]	Debitul la turația nominală şi mers în gol [l/min]	Debitul nominal p=320bar [l/min]	Momentul pentru $\alpha_{max}=25^o$ [Nm]	Turația nominală [rot/min]	Turația maximă [rot/min]	
								în circuit închis (motor)	în circuit deschis (pompă)
F212	14	210	320	20.3	18.8	79	1450	3000	3000
F216	31.1			45	42.5	176		3000	2550
F220	63			91	87.5	356		3000	2200
F225	125			181	174.6	706		2600	1800
F232	250			242	232.5	1413	970	2000	1280
F240	468			453	438	2646		2000	1200
F250	950			693	670	5370	730	1200	950

Anexa 3
Tabelul nr.1

CORELAȚII DIMENSIONALE PENTRU UNITĂȚILE CU PISTOANE AXIALE DIN SERIA F2

Nr. crt.	d (mm)	V_p (cm^3/rot)	R (mm)	l_b (mm)	R/l_b	$K_V=V_p/d^3$	r (mm)	D (mm)	R_m (mm)
1	12	14	21 ---------- 1,75*	35 --------- 2,917*	0,6	8,1	20 --------- 1,67*	30 -------- 2,5*	36 ---------- 3,0*
2	16	31,1	26,2 ---------- 1,6375*	46 --------- 2,875*	0,57	7,59	25 --------- 1,5625*	40 -------- 2,5*	40 ---------- 2,5*
3	20	63	33,85 ---------- 1,6925*	62 --------- 3,1*	0,546	7,87	32,265 --------- 1,613*	50 -------- 2,5*	48 ---------- 2,4*
4	25	125	43,1 ---------- 1,724*	73 --------- 2,92*	0,59	8,00	41,1 --------- 1,644*	65 -------- 2,6*	63 ---------- 2,52*
5	32	250	52,66 ---------- 1,6456*	94 --------- 2,937*	0,56	7,63	50,17 --------- 1,568*	90 -------- 2,812*	70 ---------- 2,187*
6	40	468	62,95 ---------- 1,5737*	112 --------- 2,8*	0,562	7,31	60 --------- 1,5*	100 -------- 2,5*	
7	50	950	81,75 ---------- 1,635*	145 --------- 2,9*	0,564	7,6	77,9 --------- 1,558*	150 -------- 3,0*	
		media	1,69*	3,10*	0,546 *	7,87*	1,613*	2,5*	2,4*

LEGENDA

* - mărimea/diametru
R- raza de dispunere a sferelor mari ale bielelor
r - raza blocului cilindrilor
l_b - lungimea bielei
D - diametrul arborelui (rulmentului)
R_m - raza manivelei (de basculare)

Anexa 3
Tabelul nr.2

SISTEMUL DE DISTRIBUȚIE AL UNITĂȚILOR CU PISTOANE AXIALE DIN SERIA F2

Nr. crt.	d (mm)	D_{PD} (mm)	r_f (mm)	r_0 (mm)	a (mm)
1	12	54 ---------- 4,5*	3,5 ---------- 0,292*	13 ---------- 1,083*	4 ---------- 0,33*
2	16	63 ---------- 3,937*	5 ---------- 0,312*	16 ---------- 1,00*	4,5 ---------- 0,281*
3	20	80 ---------- 4,0*	6,5 ---------- 0,325*	20 ---------- 1,00*	6 ---------- 0,3*
4	25	109 ---------- 4,36*	7 ---------- 0,28*	27 ---------- 1,08*	7,5 ---------- 0,3*
5	32	126 ---------- 3,937*	10,5 ---------- 0,328*	32 ---------- 1,00*	8 ---------- 0,25*
6	40	148 ---------- 3,7*	14 ---------- 0,35*	37,5 ---------- 0,937*	9 ---------- 0,225*
7	50	185 ---------- 3,7*	17,5 ---------- 0,35*	47 ---------- 0,94*	13,5 ---------- 0,27*
	media	4*	0,325*	1,00*	0,3*

LEGENDA

* - mărimea/diametru
D_{PD} - diametrul plăcii de distribuție
r_f - raza fantei
r_0 - raza medie de amplasare a fantelor
a - lățimea umerilor de etanşare

Anexa 3
Tabelul nr. 3

TIPURI DE RULMENȚI UTILIZAȚI PENTRU UNITĂȚILE CU PISTOANE AXIALE DIN SERIA F2

Nr. crt.	Tipul pompei	Rulmenți radiali cu role cilindrice	Rulmenți radial-axiali cu bile	Rulmenți radiali cu ace (carcasa basculantă)
1	F212	**NJ 306** STAS 3043-86	**7306 BDT** STAS 7416/$_1$-86	**NK - 55/25**
2	F216	**NJ 308** STAS 3043-86	**7308 BDT** STAS 7416/$_1$-86	**RNA 4910** STAS 7016/$_2$-75
3	F220	**NJ 310** STAS 3043-86	**7310 BDT** STAS 7416/$_1$-86	**RNA 4913** STAS 7016/$_2$-75
4	F225	**NJ 313** STAS 3043-86	**7313 BDT** STAS 7416/$_1$-86	**NK - 95/26**
5	F232	**NJ 318** STAS 3043-86	**7318 BDT** STAS 7416/$_1$-86	**NK - 110/30**
6	F240	**NJ 320** STAS 3043-86	**7320 BDT** STAS 7416/$_1$-86	**RNA 4822** STAS 7016/$_2$-75
7	F250	**NJ 330** STAS 3043-86	**7330 BDT** STAS 7416/$_1$-86	**RNA 4826** STAS 7016/$_2$-75

Anexa 4

FORȚA DE REGLARE NOMINALĂ

Valori pentru U.P.A. din seria F2

Presiunea nominală: p_n = 320 bar

d [mm]	15	20	25	30	35	40	50
F_b [N]	800	1400	2250	3000	6000	13000	22000

PÂRGHIA DE BASCULARE

Dimensiuni pentru U.P.A. din seria F2

d [mm]	12	16	20	25	32	40	50
R_m [mm]	36	40	48	63	70	140	180

DIMENSIUNI CARACTERISTICE ALE DISPOZITIVULUI DE COMANDĂ HIDRAULICĂ V2120

TIP U.P.A.	Diam. int. cil. d_c [mm]	Diam.ext. cil. D_c [mm]	Lungime cil. l_c [mm]	Diam.tijă d_t [mm]	Lungime tijă l_t [mm]
F216	34	40	176	14	38
F220	52	62	282	16	52
F225	62	75	400	18	72

RESORT EXTERIOR

TIP U.P.A.	Diam. sârmei d_e [mm]	Pasul p [mm]	Lung. liberă L_e [mm]	Diam. înfăş. $D_e=2R_e$ [mm]
F216	5	7.5	60	28
F220	8	13.1	108	40
F225	10	14.2	155	49

RESORT INTERIOR

TIP U.P.A.	Diam. sârmei d_e [mm]	Pasul p [mm]	Lung. liberă L_e [mm]	Diam. înfăş. $D_e=2R_e$ [mm]
F216	3	6	53	18
F220	5.5	9	98	25
F225	7	10.2	146.5	30

BIBLIOGRAFIE

1. **Anton, I.** *Cavitaţia*. Editura Academiei R.S.R., vol. I/1984; vol. II/1985.
2. **Anton, I., Câmpian V., Carte, I.** *Hidrodinamica turbinelor bulb şi a turbinelor-pompe bulb.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1988.
3. **Anton, V., Popoviciu, M., Fitero, I.** *Hidraulică şi maşini hidraulice.* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1979.
4. **Backe, W.** *Systematik der hydraulischen Widerstandsschaltungen.* Krausskopf Verlag, Mainz, 1974.
5. **Backe, W.** *Servohydraulik*. RWTH, Aachen, 1984.
6. **Başta, T.M.** *Obemnie ghidravliceskie privodî.* Izdatelstvo Maşinostroenie, Moskva, 1969.
7. **Başta, T.M.** *Ghidroprivod i ghidropnevmoavtomatika.* Izdatelstvo Maşinostroenie, Moskva, 1972.
8. **Başta, T.M.** *Obemniie nasosî i ghidravliceskie dvigateli ghidrosistem.* Izdatelstvo Masinostroenie, Moskva, 1974.
9. **Bălăşoiu, V.** *Acţionări şi comenzi hidropneumatice.* (Litografiat) Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1982.
10. **Bărglăzan, A., Anton, I., Anton, V., Preda, I.** *Încercările maşinilor hidraulice şi pneumatice.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1959.
11. **Bărglăzan, M.** *Reglarea şi automatizarea sistemelor hidraulice.* (Litografiat) Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timişoara, 1979.
12. Belea, C. *Automatică neliniară.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1983.
13. **Belsterling, C.A.** *Fluidic System Design.* Wiley Interscience, New York, 1971.
14. **Blackburn, J.F., Reethof, G., Shearer, J.L.** *Fluid Power Control.* Technology Press of M.I.T. and Wiley, 1960.
15. **Blackburn, J.F., Reethof, G., Shearer, J.L.** *Mécanismes et servomécanismes a fluide sous pression.* Tome I, Dunod, Paris, 1966.
16. **Blumenfeld, M.** *Introducere în metoda elementelor finite*. Editura Tehnică, Bucureşti, 1995.
17. **Burrows, C.R.** *Fluid Power Servomechanisms.* Van Nostrand Reinhold Company, London, 1972.
18. **Catană, I.** *Reglarea şi automatizarea sistemelor hidraulice.* (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1981.
19. **Catană, I., Vasiliu, D., Vasiliu, N.** *Acţionări hidraulice şi electrohidraulice - Aplicaţii*. (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1993.
20. **Catană, I., Vasiliu, D., Vasiliu, N.** *Reglarea maşinilor de forţă.* (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1995.
21. **Catană, I., Vasiliu, D., Vasiliu, N.** *Servomecanisme electrohidraulice.* (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1996.

22. **Constantinescu, V.N., Găletuşe, S.** *Mecanica fluidelor şi elemente de aerodinamică.* Editura Didactică şi Pedagogică, 1983.
23. **Diacon, Al., Nistreanu, V.** *Centrale hidroelectrice şi staţii de pompare.* (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1989.
24. **D'Ancona, P.L.L.** *I cilindri oleodinamici.* Techniche nouve, Milano, 1979.
25. **Dumitrache, I., Atodiroaie, M.** *Simularea sistemelor dinamice.* (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1975.
26. **Dumitrache, I., Munteanu, F. şi Dumitriu, S.** *Elemente şi echipamente de automatizări pentru maşini unelte.* (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1977.
27. **Dumitrache, I.** *Tehnica reglării automate.* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1980.
28. **Exarhu, M.** *Turbine hidraulice şi transmisii hidrodinamice. Convertizoare hidraulice de cuplu.* (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1977.
29. **Faisandier, T.** *Les mecanismes hydrauliques et électrohydrauliques.* Dunod, Paris, 1970.
30. **Fawcett, J.R.** *Hydraulic servomechanisms and their applications.* Trade and Technical Press LTD, Morden, Surrey, 1970.
31. **Florea, J., Vasiliu, N.** *Acţionări şi comenzi hidropneumatice.* (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1984.
32. **Florea, S., Catană, I.** *Echipamente de automatizare hidraulice şi pneumatice.* (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1977.
33. **Florea, S., Catană, I.** *Analiza şi sinteza circuitelor hidraulice şi electro-hidraulice.* (Litografiat) Institutul Politehnic Bucureşti, 1980.
34. **Florea, S., Dumitrache, I.** *Elemente de execuţie hidraulice şi pneumatice.* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1967.
35. **Florea, S., Dumitrache, I.** *Elemente şi circuite fluidice.* Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1979.
36. **Furesz, F., Harkay, G., Lukacs, J.** *Fundamentals of hydraulic power transmissions.* Akademiai Kiado, Budapest, 1988.
37. **Gamânin, N.S., Jdanov, I.K., Klimaşin, A.L.** *Dinamika bâstrodeistvuiuscevo privoda.* Maşinostroenie, Moskva, 1979.
38. **Gille, J.G., Decaulne, P., Pelegrin, M.** *Teoria şi calculul sistemelor de reglare automată.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1962.
39. **Goodwin, A.B.** *Fluid Power Systems.* The Macmillan Press LTD., London and Basingstoke, 1976.
40. **Godunov, S.K., Reabenki,V.S.** *Scheme de calcul cu diferenţe finite.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1977 (traducere din limba rusă).
41. **Guillon, M.** *L'asservissement hydraulique et electrohydraulique.* Dunod, Paris, 1972.
42. **Hatton, R.E.** *Introduction to Hydraulic Fluids.* Reinhold Publishing Corporation, London, 1962.
43. **Ionescu, D.Gh.** *Introducere în hidraulică.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1977.

44. **Ionescu, D.Gh., Matei, P., Ancuşa, V., Todicescu, I., Buculei, D.** *Mecanica fluidelor şi maşini hidraulice.* Editura Didactică şi Pedagogoică, Bucureşti, 1983.
45. **Ionescu, D.Gh.** *Lecţii de Termomecanica Fluidelor Vâscoase.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1997.
46. **Ionescu, V., Stoica, A.** *Sisteme automate - metode moderne de sinteză.* Editura Getic, Bucureşti, 1994.
47. **Ionescu, V., Varga, A.** *Teoria sistemelor. Sinteza robustă. Metode numerice de calcul.* Editura All, 1994.
48. **Isbăşoiu, E.C., Georgescu, S.C.** *Mecanica Fluidelor.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1995.
49. **Isbăşoiu, E.C.** *Încercarea maşinilor hidraulice şi pneumatice.* (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1997.
50. **Iamandi, C., Petrescu, V.** *Mecanica fluidelor.* Edirura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1978.
51. **Johnson, J.** *Electrohydraulic Servosystems.* Industrial Publishing Company, Cleveland, 1973.
52. **Kalisz, E.** *Simularea sistemelor continue şi discrete. Simulator de sisteme continue.* (Litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1988.
53. **Keller, G.R.** *Hydraulic System Analysis.* Industrial Publishing Company, Cleveland, 1962.
54. **Kocin, N.E., Kibel, A.I., Rose, V.N.** *Teoreticeskaia ghidromehanika.* vol.I, Gasudarstvennoe izdatelstvo fiziko-mathematiceskoi literaturi, Moskva, 1963.
55. **Laminat, P.** *Automatique.* Hermes, Paris, 1993.
56. **Landau, I.D.** *System Identification and Control Design.* Prentice-Hall, 1990.
57. **Lewis, E.E., Stern, H.** *Design of Hydraulic Control Systems.* Mc Graw Hill Book Company, New York, 1962.
58. **Loitsyanskii, L.G.** *Mechanics of Liquids and Gasses.* Pergamon Press, Oxford, 1966.
59. **Marin, V., Moscovici, R., Teneslav, D.** *Sisteme hidraulice de acţionare şi reglare automată. Probleme practice, execuţie, exploatare.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1981.
60. **Marinescu, P.V.** *Instalaţii hidropneumatice de bord.* (Litografiat). Partea I - Instalaţii hidraulice, Institutul Politehnic Bucureşti, 1981.
61. **Mayer, E.** *Mechanical Seals.* Newnes-Butterworth, London, 1977.
62. **Mc Cloy, D., Martin, H.R.** *The control of fluid power.* Longman, London, 1973.
63. **Mazilu, I., Marin, V.** *Sisteme hidraulice automate.* Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1982.
64. **Merrit, H.E.** *Hydraulic Control Systems.* John Wiley and Sons Inc., New York, London, Sydney, 1967.
65. **Molle, R.** *Les composants hydrauliques et pneumatiques de l'automatique.* Dunod, Paris, 1967.

66. **Morris, N.M.** *An Introduction to Fluid Logic.* Mc Graw Hill Book Company, London, 1973.
67. **Oprean, A.** *Acţionări şi automatizări hidraulice. Sisteme mecano-pneumo-electrohidraulice.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1983.
68. **Oprean, M., Andreescu, C.** *Transmisii automate pentru autovehicule.* vol.1- Transmisii hidraulice. Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1997.
69. **Oroveanu, T.** *Mecanica fluidelor vâscoase.* Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1967.
70. **Panaitescu, V.** *Mecanique des fluides - Tome 1* (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1995.
71. **Pavel, D.** *Maşini hidraulice.* Editura Energetică de Stat, Bucureşti, vol.I/1955; vol.II/1956.
72. **Penescu, C., Ionescu, G., Tertisko, M., Ceanga, E.** *Identificarea experimentală a proceselor automatizate.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1971.
73. **Popa, R.** *Integration numerique des equations aux differentielles.* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1995.
74. **Popov, D.N.** *Dinamika i regulirovania ghidro i pnevmo sistem.* Maşino-stroenie, Moskva, 1977.
75. **Popov, D.N.** *Injinerniie isledovania ghidroprivodov letatelnih apparatov.* Maşinostroenie, Moskva, 1978.
76. **Prokofiev, V.N.** *Maşinostritelnii ghidroprivod.* Maşinostroenie, Moskva, 1978.
77. **Palade D.D.** *Traductoare şi senzori.* (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1995.
78. **Roman, P., Isbăşoiu, E.C., Bălan, C.** *Probleme speciale de hidromecanică.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1987.
79. **Radeş, M.** *Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice.* Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1979.
80. **Seteanu, I., Rădulescu, V.** *Basic Fluid Mechanics.* (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1995.
81. **Wylie, E., Streeter, V.** *Fluid Transients.* Mc Graw Hill Book Company, New York, 1983.
82. **Tchouprakov, Y.** *Commande hydraulique et automatismes hydrauliques.* Editions Mir, Moscou, 1979.
83. **Thoma, J.** *Transmissions hydrostatiques.* Dunod, Paris, 1965.
84. **Trostmann, E.** *Water Hydraulics Control Technology.* Marcel Dekker, Inc., New York, 1996.
85. **Vasiliu, N., Catană, I.** *Transmisii hidraulice şi electrohidraulice.* vol. I - Maşini hidraulice volumice, Editura Tehnică, Bucureşti, 1988.
86. **Vasiliu, N., Vasiliu, D., Catană, I., Theodorescu, C.** *Servomecanisme hidraulice şi pneumatice.* vol.I (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1992.
87. **Vasiliu, D., Vasiliu, N.** *Acţionări şi comenzi hidropneumatice în energetică.* (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1993.

88. **Vasiliu, N., Vasiliu, D., Kalisz, E.** *Proiectarea asistată de calculator a sistemelor de acţionare hidraulice şi pneumatice. vol.I - Simularea numerică a dinamicii sistemelor de acţionare hidraulică.* (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1993.
89. **Vasiliu, D., Vasiliu, N.** *Sistemul informaţional al mediului.*Vol.I (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1995.
90. **Vasiliu, D.** *AutoCAD R12 - Manual Tutorial.* (traducere din limba engleză). Editura Tehnică, Bucureşti, 1996.
91. **Vasiliu, D., Vasiliu, N., Catană, I.** *Proiectarea asistată de calculator a sistemelor de acţionare hidraulice şi pneumatice.* vol.II - Simularea numerică a dinamicii sistemelor de acţionare hidraulică cu limbajul SIMULINK - MATLAB (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, 1996.
92. **Viersma, T.J.** *Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines.* Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam, 1980.
93. **Viersma, T.J., Ham, A.A.** *Hydraulic line dynamic.* Delft University of Technology, 1979.
94. **Wylie, B.E., Streeter, V.L.** *Fluid Transients.* FEB Press, Michigan, 1984.
95. **Yeaple, F.D.** *Hydraulic and Pneumatic Power and Control.* Mc.Graw Hill Book Company, New York, 1966.
96. **** TestPoint for Windows - User' Guide.* Capital Equipment Corporation, Burlington, MA, 1994.
97. **** DAS - 1600/1400 Series - User' Guide*. Keithley Metrabyte Division, Taunton, MA, 1994.
98. **** Matlab 3.5 - User' Guide.* MathWorks, Natick, MA, 1992.
99. **** Simulink 1.2 - User' Guide.* MathWorks, Natick, MA, 1992.
100. **** ACSL for Windows - User' Guide* Mitchel & Gauthier, Concorde, MA, 1994.
101. **** The Hydraulic Trainer.* vol.I-VI, Mannesman Rexroth, Lohr am Main, 1986.
102. **** Mobile Hydraulic Manual.* M - 2990 - S Vickers, Sperry Rand Corporation, Troy, Michigan, 1972.

ARTICOLE ŞI REVISTE (A)

1. **Armstrong-Helouvry, Brian** *Stick-Slip Arising from Stribeck Friction.* Proceedings of the 1990 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Cincinnati, Ohio, May 13-18, 1990. IEEE Computer Society Press, Los Alamitos, California, 1990.
2. **Armstrong-Helouvry, Brian** *Frictional Lag and Stick-Slip.* Proceedings of the 1992 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Nice, France, May 12-14, 1992. IEEE Computer Society Press, Los Alamitos, California, 1992.

3. **Austin, V.J.** *Future industrial and mobile hydraulic advances can come from this highly sophisticated aircraft.* Hydraulics & Pneumatics, September, 1983.
4. **Bossard, M.** *Choix des servomoteurs pour commandes de vol et pilote automatique.* Revue Francaise de Mecanique, nr.3, 1987.
5. **Caen, R., Khattab, A.** *Prehenseur pneumatique dote de sens tactiles a force de serrage auto-calculee.* Journal de Mecanique theorique et appliquee, vol. 7, no. 6, 1988.
6. **Caen, R., Lajoie-Mazenc, M., Trannoy, B.** *Actionneurs en Robotique.* Techniques de l'Ingenieur, Paris, Janvier, 1990.
7. **Caen, R., Dat, J., Colin, S.** *About tactile transducer used on Pneumatic Prehensor with integral control.* International Conference. ICARV 90. Singapour, Septembre 1990.
8. **Caen, R., Colin, S.** *Multidirectional pneumatic force sensor for grippers.* Proceeding of European Robotics and Intelligent Systems. Corfou, Grece, Juin 1990.
9. **Canudas de Wit, C. and Seront, V. Robust Adaptive Friction Compensation.** Proceedings of the 1990 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Cincinnati, Ohio, May 13-18, 1990. IEEE Computer Society Press, Los Alamitos, California, 1990.
10. **Catană, I., Vasiliu, D., Vasiliu, N.** *Modelarea matematică şi analiza stabilităţii servomecanismelor electrohidraulice neliniare.* Conferinţa Internaţională de Sisteme Hidropneumatice de Acţionare, Timişoara, vol.II, p.84 - 95, 1995.
11. **Catană, I., Vasiliu, D., Vasiliu, N.** *Sinteza servomecanismelor electrohidraulice de translaţie prin metode de alocare.* A 4-a Conferinţă Naţională de Mecanică Fină cu Participare Internaţională, Bucureşti, vol.II, p.358 - 363, 1994.
12. **Catană, I., Vasiliu, D., Panduru, V., Vasiliu, N., Banu, V.** *Modelarea matematică a modulelor electrohidraulice pas cu pas.* A 4-a Conferinţă Naţională de Mecanică Fină cu Participare Internaţională, Bucureşti, vol.II, p.421 - 428, 1994.
13. **Cazacu, M.D., Tudor, D.** *Influenţa lungimii finite a bielei asupra debitului pompelor cu piston.* Buletinul Institutului Politehnic Bucureşti, Tomul XXV, Fascicola 2, 1963.
14. **Cazacu, M.D., Nistreanu,V.** *Contribuţii la studiul dinamicii supapelor automate ale pompelor cu pistoane.* Conferinţa de Maşini Hidraulice, Timişoara, 1964.
15. **Clarke, D.W., Mohtadi, C. and Tuffs, P.S.** *Generalized Predictive Control - Part II. Extensions and Interpretations.* Automatica, Vol.23, No 2, p.149 - 160, 1987, Pergamon Journals Ltd., International Federation of Automatic Control, 1987.
16. **Comeau, C.** *Les transmissions hidrostatiques.* EFL + HPA, nr.1, 1969.

17. **Conrad, F. and Zhou Wei-wu** *System Identification. Methods Used in Modelling of a Hydraulic Servo System.* 7-th International Fluid Power Symposium, 16-18 September 1986.
18. **De Meis, R.** *Control muscle for agile aircraft.* Aerospace America, 2/1988.
19. **Dumitrache, I., Janikov, C., Buiu, C.** *6 Tuning Fuzzy Logic Controllers using Genetic Algorithms Approach.* 9th International Conference on Control Systems and Computer Science, Bucharest, 1993.
20. **Dumitrache, I., Catană, I. şi Militaru, A.** *Fuzzy Controller for Hydraulic Servo Systems.* IFAC International Workshop on Trends in Hydraulic & Pneumatic Components & Systems, Chicago, Illinois,1994.
21. **Dumitrache, I., Iliescu, S.S., Chiculescu,C., Zdrafcovici, P.** *State Prediction by Neural Networks.* 10th International Conference on Control Systems and Computer Science, Bucharest, 1995.
22. **Feuser, Von A**. *Design of state controllers in the time and frequency domain for position control of a valve-controlled servo-hydraulic linear drive*. Regelungstechnik 32, Heft 10, Jahrgang 1984.
23. **Funk, J.E., Wood, D.J., Chao, S.P.** *The Transient Response of Orifices and Very Short Lines*. Journal of Basic Engineering, June 1972.
24. **Gomes, S.C.P., Chretien, J.P.** *Dynamic Modelling and Friction Compensated Control of a Robot Manipulator Joint.* Proceedings of the 1992 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Nice, France, May 12-14, 1992. IEEE Computer Society Press, Los Alamitos, California, 1992.
25. **Guillon, M.** *Le verin numerique hydraulique - organe positionneur de puissance*. EFL, February 1975.
26. **Haines, David F. and Davies, Ronald M.** *Transient Response Optimization in Variably Loaded Electrohydraulic Servomechanisms*. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.AC-14, No.4, August 1969.
27. **Halme, A., Selkainaho, J. and Soininen, J.** *Adaptive Control with Nonlinear Filtering.* Automatica, Vol. 21, No 4, p. 153-463, 1985. Pergamon Press Ltd., International Federation of Automatic Control, 1985.
28. **Harschburger, H.E.** *Development of Redundant Flight Control Actuation Systems for the F/A -18 Strike Fighter.* SAE Technical Paper Series, Aerospace Congress & Exposition, Long Beach, California, 3-6 October 1983.
29. **Herman, T., Bonicelli, B., Sevilla, F., Monsion, M., Bergeon, B.** *Predictive Control of High Power Hydraulic Systems for Application to a Forestery Arm*. Proceedings of the 1992 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Nice, France, May 12-14, 1992. IEEE Computer Society Press, Los Alamitos, California, 1992.
30. **Herra, C., Gorla, B., Mare, J.C.** *Vers la commande adaptive d'un actionneur electro-hydraulique de position.* Revue Appliquee de Production automatisee. Septembre, 1991.

31. **Hori, N., Pannala, A.S., Ukrainetz, P.R., Nikiforuk, P.N.** *Design of an Electrohydraulic Positioning System Using a Novel Model Reference Control Scheme*. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.111, June 1989.
32. **Ikebe, Y., Nakada, T.** *On a Piezoelectric Flapper Type Servovalve Operated by a Pulse-Width-Modulated-Signal.* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, March 1974.
33. **Ikebe, Y. and Ohuchi, H.** *Generalized Formulation of Momentum Theory.* Fluidics Quaterly, 1978.
34. **Karnopp, D.** *Bond Graph Models for Fluid Dynamic Systems*. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, September 1972.
35. **Kalisz, E., Vasiliu, N., Vasiliu, D., Catană, I.** *Utilizarea simulatorului SSC-PC pentru analiza comportării sistemelor hidraulice.* Revista Hidrotehnica nr.7/1993, p.13-23.
36. **Keller, G.R.** *Sizing Servoactuators.* Hydraulics & Pneumatics, Octombrie, 1984.
37. **Koc, E., Hooke, C.J., Li, K.Y.** *Slipper Balance in Axial Piston Pumps and Motors.* Journal of Tribology, Vol.114, October 1992.
38. **Lebrun, H**. *Digital simulation of stick-slip friction.* SIMBOND, 1987.
39. **Lee, S.R., Srinivasan, K. Self-Tuning Control Application to Closed-Loop Servohydraulic Material Testing**. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol.112, December 1990.
40. **Marchis, V. and Vatta, F.** *A Numerical Approach on the Combined Viscous and Coulomb Friction Motion.* Mechanism and Machine Theory, vol.20, No.3, p.171-180. Pergamon Press Ltd., 1985.
41. **Mare, J.C.** *Realistic simulation and modelling of an electrohydraulic actuator.* S.C.S.International Conference. Reno, Nevada, U.S.A., Juillet 1992.
42. **Mare, J.C.** *Adaptive controle of an hydraulic actuator for light robotics.* International Conference ICARCV 92, Singapour, Septembre 1992.
43. **Mare, J.C.** *L'apport de la simulation pour la synthese de la commande adaptive d'un actionneur electrohydraulique.* Journee Automatique Assistee par Ordinateur 2 AO92 ESIEE. Paris, 19 novembre 1992.
44. **Maskrey, R.H., Thayer, W.J.** *A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms.* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol.100, June 1978.
45. **Osder, Stephen S.** *Digital Fly-by-Wire System for Advanced AH-64 Helicopters.* AIAA, 1988.
46. **Pannala, A.S., Dransfield, P., Palaniswami, M., Anderson, J.H.** *Controller Design for a Multichannel Electrohydraulic System.* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol.111, June 1989.
47. **Porter, B. and Tatnall, M.L.** *Performance Characteristics of an Adaptive Hydraulic Servo-Mechanism.* Int.J.Control, Vol.11, No.5, pp.741-757, 1970.
48. **Pourmovahed, A., Beachley, N.H., Fronczak, F.J.** *Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System - Part I: Analytical Treatment.*

Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol.114, March 1992.

49. **Preitl, Ş., Precup, R.** *Anti-Reset-Windup (ARW) Structure for Speed Control of Hydrogenerators.* Proceedings of the 9-th International Conference on Control Systems and Computer Science, Bucharest, p. 360 - 368, 1993.
50. *** *Servovalve Model 415.* Abex Aerospace Division, Technical Report, California, 1988.
51. **Silveira, H.M. and Doraiswami, R.** *New Structure for an Adaptive Servo-mechanism Controller.* IEE Proceedings, Vol.131, Pt.D., No.2, March 1984.
52. **Sung, David J.T. and Lee, Tsu-Tian** *Model Reference Adaptive Control of a Solenoid Valve Controlled Hydraulic System.* Dynamic System, Vol. 18, No.11, 1987.
53. **Suzuki, K.** *Application of a New Pressure Intensifier Using Oil Hammer to Pressure Control of a Hydraulic Cylinder.* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.111, June 1989.
54. **Teske, Duane and Faulkner, Dennis** *Electromechanical Flight Control Servo Actuator.* 18-th IECEC, 1983.
55. **Thayer, William J.** *Specification Standards for Electrohydraulic Flow Control Servovalves.* Technical Bulletin 117, Moog Inc. Controls Division, East Aurora, 1962.
56. **Thayer, William J.** *Design Considerations for Mechanical Feedback Servoactuators.* Technical Bulletin 104, Moog Servocontrols, Inc., East Aurora, 1964.
57. **Thayer, William, J.** *Transfer Functions for MOOG Servovalves.* Technical Bulletin 103, Moog Servocontrols, Inc., East Aurora, 1965.
58. **Theodorescu, C., Vasiliu, N., Ursu, I., Vasiliu, D.** *Cercetări teoretice şi experimentale asupra dinamicii servomecanismelor aeronavelor.* Colocviul Național de Mecanica fluidelor şi aplicațiile ei tehnice, Oradea, 1988.
59. **Tomlinson, S.P. and Burrows, C.R.** *Achieving a Variable Flow Supply by Controlled Unloading of a Fixed-Displacement Pump.* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.114, March 1992.
60. **Ursu, I., Popescu, T., Vladimirescu, M., Costin, R.D.** *On some linearization methods of the generalised flowrate characteristics of the hydraulic servomechanisms.* Revue Roumaine Des Science Techniques, Serie de Mecanique Appliquee, Tome 39, mars-avril 1994.
61. **Vasiliu, N., Theodorescu, C.** *Cercetări asupra distribuitoarelor servo-mecanismelor hidrostatice.* Sesiunea jubiliară de comunicări ştiințifice a Institutului Politehnic Bucureşti, 1981.
62. **Vasiliu, N. Fulop, E.** *Influența parametrilor geometrici asupra curgerii în interstițiile distribuitoarelor hidrostatice cu sertar cilindric.* Sesiunea jubiliară de comunicări ştiințifice a Institutului Politehnic Bucureşti, 1981.
63. **Vasiliu, N., Fulop, E.** *Influența ferestrelor de distribuție şi a erorilor de execuție şi montaj asupra curgerilor din interstițiile distribuitoarelor*

hidraulice cu sertar cilindric. Colocviul de Mecanica fluidelor şi aplicaţiile ei tehnice, Braşov, 1981.

64. **Vasiliu, N., Manea, I., Fulop, E.** *Servomecanism mecanohidraulic cu reacţie hidrostatică.* Brevet R.S.R., nr. 87155, 1983.
65. **Vasiliu, N., Vasiliu, D., Gheorghiu, D.** *Servomecanism mecanohidraulic rotativ.* Brevet R.S.R., nr. 87234, 1983.
66. **Vasiliu, N., Theodorescu, C., Kalisz, E.** *Studiul dinamicii servomecanismelor mecanohidraulice ale aeronavelor prin simulare numerică.* Conferinţa de Maşini Hidraulice şi Hidrodinamică, Timişoara, 1985.
67. **Vasiliu, N., Vasiliu, D.** *Probleme de mecanica fluidelor în calculul servomecanismelor hidraulice.* Colocviul de Mecanica fluidelor şi aplicaţiile ei tehnice, Sibiu, 1986.
68. **Vasiliu, N., Vasiliu, D.** *Un nou tip de servomecanism mecanohidraulic rotativ*. Lucrările Sesiunii de comunicări ştiinţifice "Progresele cercetării ştiinţifice româneşti în domeniul maşinilor-unelte", I.C.S.I.T. TITAN, Bucureşti, p. 255 - 266, 1986.
69. **Vasiliu, N., Onea, D., Vasiliu, D., Nicolau, D., Chelaru C.** *Studiul comportării dinamice a convertoarelor electrohidraulice cu bobină mobilă.* Lucrările Conferinţei de Energetică, Secţia 6, Bucureşti, p.46 - 54, 1986.
70. **Vasiliu, N., Badea, A.I., Catană, I., Kalisz, E., Vasiliu, D., Marin, Al.** *Structuri de regulatoare de turaţie electrohidraulice pentru turbine hidraulice de mică putere.* Lucrările Conferinţei de Energetică, Secţia 6, Bucureşti, p.26 - 35, 1986.
71. **Vasiliu, N., Vasiliu, D.** *Regimul staţionar al regulatoarelor de putere ale pompelor cu bloc înclinat.* Lucrările Conferinţei Naţionale Economicitatea, securitatea şi fiabilitatea autovehiculelor (E.S.F.A.), Bucureşti, Vol.I, p.53 - 59, 1987.
72. **Vasiliu, N., Vasiliu, D.** *Analiza comportării dinamice a regulatoarelor de putere ale pompelor cu bloc înclinat.* Lucrările Conferinţei Naţionale Economicitatea, securitatea şi fiabilitatea autovehiculelor (E.S.F.A.), Bucureşti, Vol.I, p. 60 - 63, 1987.
73. **Vasiliu, N., Vasiliu, D., Morariu, C.** *Simularea numerică a comportării dinamice a regulatoarelor de putere ale pompelor cu bloc înclinat.* Lucrările Conferinţei Naţionale E.S.F.A., Bucureşti, Vol. I, p. 63 - 74, 1987.
74. **Vasiliu, N., Drumea, P., Vasiliu, D., Marin, Al.** *Soluţii electrohidraulice de acţionare a vanelor instalaţiilor de hidrotransport cu tuburi de încărcare.* Lucrările Simpozionului "Curgeri bifazice industriale", Bucureşti, p.1043 - 1046, 1987.
75. **Vasiliu, N., Drumea, P., Kalisz, E., Catană, I., Vasiliu, D.** *Numerical simulation and experiment for a pressure control valve.* Proceedings of the 7-th International Conference on Control Systems and Computer Science - CSCS 7, Bucureşti, Vol.II, p. 53 - 57, 1987.

76. **Vasiliu, N., Vasiliu, D.** *A New Type of Hydraulic Rotary Servomechanism.* Lucrările celei de a III-a Conferințe de autovehicule, tractoare şi maşini agricole CONAT - ATMA, Braşov, p.179 - 186, 1988.
77. **Vasiliu N., Vasiliu D.** *Dynamics of power governor for a bent axis pump.* Proceedings of the Jablonna Conference, Varna, p. 82 - 86, 1988.
78. **Vasiliu, N., Kalisz, E., Drumea, P., Chelaru, C., Vasiliu, D.** *Numerical simulation and experiment for a pressure valve.* Proceedings of the IMACS Congress, Paris, p.195 - 197, 1988.
79. **Vasiliu, N., Vasiliu, D., Manea, I.** *CAD for a power governor of a bent axis pump. Proceedings of the American Conference on Fluid Power.* Cleveland, Ohio, p. 291 -305, 1990.
80. **Vasiliu, N., Vasiliu, D.** *Numerical Simulation for the Dynamics of an Aircraft Servomechanism.* Proceedings of the 1991 European Simulation Symposium on Intelligent Process Control and Scheduling, Ghent, Belgium, p.63 - 68, 1991.
81. **Vasiliu, N., Drumea, P., Vasiliu, D., Kalisz, E., Marin, Al.** *Computer simulation of an electrohydraulic system.* Proceedings of the 1992 European Simulation Multiconference, Kent, England, p. 669 - 673, 1992.
82. **Vasiliu, N., Vasiliu, D., Caen, R., Mare, J.J.** *Using Simulink and ACSL for the simulation of a hydraulic power system.* Proceedings of the European Simulation Multiconference, Lyon, 1993.
83. **Vasiliu, N., Catană, I., Vasiliu, D.** *Theoretical and Experimental Investigations into the Electrohydraulic Servopumps.* Proceedings of the 9-th International Conference on Control Systems and Computer Science, Bucharest, p. 367 - 372, 1993.
84. **Vasiliu, N., Vasiliu, D.** *Computer Aided Design of Hydraulic Power Systems with Power Governor.* Proceedings of the VIII-th International Conference on Pneumatics and Hydraulics, Miskolc, 1993.
85. **Vasiliu, D., Vasiliu, N., Catană, I.** *The Transfer Function of a Servomechanism Included in Aircraft Control Systems.* Buletinul U.P.B., seria C, Vol.55, Nr. 1-2/1993.
86. **Vasiliu, N., Vasiliu, D., Manea, I.** *A New Type of Hydraulic Rotary Servomechanism.* IFAC Workshop on Trends in Hydraulic and Pneumatic Components and Systems, Chicago, 8-9 nov. 1994, p. 144 - 153.
87. **Vasiliu, N., Catană, I., Vasiliu, D., Călinoiu, C.** *An Educational System in Hydraulic Power Systems.* IFAC Workshop on Trends in Hydraulic and Pneumatic Components and Systems, Chicago, 8-9 nov. 1994, p.194 - 203.
88. **Vasiliu, D., Vasiliu, N., Catană, I.** *Validating the Transfer Function of a Hydraulic Servomechanism by Numerical Simulation.* Buletinul U.P.B., seria C, Vol.56, Nr.1-2/1994.
89. **Vasiliu, D., Vasiliu, N., Catană, I.** *Modelling and Simulation of a Pressure - Controlled Servopump.* 10th International Conference on Control Systems and Computer Science (CSCS 10), Bucureşti, 24-26 mai 1995. Vol.I, p. 135 - 144.

90. Vasiliu, D., Vasiliu, N., Catană, I. *Dinamica supapelor normal - închise compensate.Modelarea matematică.* Conferința Internațională de Sisteme Hidropneumatice de Acționare, Timişoara, Vol.II, p. 104 - 113, 1995.
91. **Vasiliu, D., Vasiliu, N., Catană, I.** *Dinamica supapelor normal - închise compensate. Analiza liniarizată.* Conferința Internațională de Sisteme Hidropneumatice de Acționare, Timişoara,Vol.II, p.114 - 123, 1995.
92. **Vasiliu, D., Vasiliu N.** *Aplicații ale sistemelor de acționare hidropneumatice în protecția mediului.* Al V-lea Simpozion Internațional de "Tehnologii, instalații şi echipamente pentru îmbunătățirea calității mediului", Bucureşti, p.375 - 379, 1996.
93. **Vasiliu, D., Vasiliu N**. *Simularea numerică a supapelor normal - închise.* Al V-lea Simpozion Internațional de "Tehnologii, instalații şi echipamente pentru îmbunătățirea calității mediului", Bucureşti, p. 399 - 406, 1996.
94. **Vasiliu, N., Marin, Al.** *Amplificator electrohidraulic pentru procese de reglare lente.* Al V-lea Simpozion Internațional de "Tehnologii, instalații şi echipamente pentru îmbunătățirea calității mediului", Bucureşti, p. 379 - 388, 1996.
95. **Vasiliu, N., Călinoiu, C., Mărgărit, L., Medveşan, I.** *Traductor inteligent pentru măsurarea poziției şi debitului stavilelor şi vanelor.* Al V-lea Simpozion Internațional de "Tehnologii, instalații şi echipamente pentru îmbunătățirea calității mediului", Bucureşti, p. 389 - 398, 1996.
96. **Vasiliu, D., Vasiliu, N.** *Simularea numerică a dinamicii sistemelor automate hidraulice cu programul SIMULINK-MATLAB.* PC Report, nr. 49/1996, p. 34 - 36.
97. **Viersma, T.J.** *Suppression of pressure fluctuations in pipelines supplying hydraulic servosystems*. IFAC Symposion on Pneumatic and Hydraulic Components and Instruments in Automatic Control, Warşaw, 1980.
98. **Wang, P.K.C.** *Analytical Design of Electrohydraulic Servomechanisms with Near Time-Optimal Responses.* IEEE Transactions on Automatic Control, January 1963.
99. **Watton, J.** *A Digital Compensator Design for Electrohydraulic Single-Rod Cylinder Position Control Systems.* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.112, September 1990.
100. **Yang, S., Tomizuka, M.** *Adaptive Pulse Width Control for Precise Positioning Under the Influence of Stiction and Coulomb Friction.* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.110, September 1988.
101. **** Colecții ale revistelor: "Hydraulics and Pneumatics", "Energie fluide et lubrification", "Olhydraulik and Pneumatik", "Hydraulics and Pneumatics", "Mechanical Power"* etc.
102. **** Prospecte şi cataloage ale firmelor: U.M.Plopeni, HESPER Bucureşti, ROMSEH Focşani, MEBIS Bistrița, Tractorul Braşov, HERVIL Râmnicu-Vâlcea*.
103. **** - Prospecte şi cataloage ale firmelor: ABEX DENISON (S.U.A.), ATHOS, BOSCH, (Germania), SVENDBORG (Danemarca), BRUSSELLE MARINE INDUSTRIES (Belgia), FRYDENBO (Norvegia), A.E.G.*

(Germania), DOWTY (Anglia), POCLAIN HYDRAULICS (Franța), SIMRIT (Germania), VICKERS (S.U.A.), SAUER (Germania), REXROTH (Germania), BRUENINGHAUS (Germania), MOOG (S.U.A), HYDAC (Germania), PARKER HANIFIN (S.U.A.), HYDROMATIK (Germania) etc.

TEZE ŞI REFERATE DE DOCTORAT (D)

1. **Axinte, I.** *Cercetări asupra sistemelor hidrostatice autooscilante*. Teză de doctorat, Institutul de Construcții, Bucureşti, 1975.
2. **Bălăşoiu, V.** *Cercetări teoretice şi experimentale asupra sistemelor electro-hidraulice tip servovalvă-cilindru-sarcină pentru roboți industriali*. Teză de doctorat, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1987.
3. **Catană, I.** *Contribuții la analiza stabilității şi la sinteza sistemelor electrohidra-ulice pentru procese rapide.* Teză de doctorat, Institutul Politehnic Bucureşti, 1978.
4. **Duca, M.** *Contribuții privind precizia sistemelor de urmărire hidrostatice*. Referat pentru teza de doctorat, Institutul Politehnic Bucureşti, 1973.
5. **Haas, H.J.** *Sekundargeregelte Hydrostatische Antriebe im Drehzahk - und Drehwinkelregelkreis*. Teză de doctorat, RWTH, Aachen, 1989.
6. **Herrera, C.** *Contribution a la commande numerique et a la compensation de l'asservissement en position angulaire d'un actionneur electrohydraulique*. Teză de doctorat, I.N.S.A.Toulouse, 1988.
7. **Mare, J. Ch.** *Dynamics of the Electrohydraulic Rotary Servomechanisms*. Doctor Thesis, I.N.S.A. Toulouse, 1994.
8. **Marin, V.** *Contribuții la studiul dinamic al sistemelor de acționare hidrostatice prin modelare matematică.* Teză de doctorat, Institutul Politehnic Bucureşti, 1978.
9. **Mazilu, I.** *Cercetarea teoretică şi experimentală a fenomenelor tranzitorii în circuitele hidraulice ale maşinilor-unelte*. Teză de doctorat, Bucureşti, 1970.
10. **Theodorescu, C.** *Contribuții la studiul mişcărilor nepermanente din sistemele de acționare hidraulică ale aeronavelor*. Teză de doctorat, Institutul Politehnic Bucureşti, 1990.
11. **Vasiliu, D.** *Cercetări teoretice şi experimentale asupra fenomenelor tranzitorii din servopompele şi servomotoarele transmisiilor hidrostatice.* Teză de doctorat, Universitatea POLITEHNICA din Bucureşti, 1997.
12. **Viersma, T.J.** *Investigation into the accuracy of hydraulic servomotors.* Doctor Thesis, Technische Hogeschool, Delft, 1961.